



Experimentální zařízení pro výzkum poměrů olejového systému v klikovém hřídeli za rotace

Bakalářská práce

Studijní program:

B2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

Strojní inženýrství

Autor práce:

Filip Jermann

Vedoucí práce:

Ing. Václav Rychtář, Ph.D.
Škoda auto





Zadání bakalářské práce

Experimentální zařízení pro výzkum poměrů olejového systému v klikovém hřídeli za rotace

Jméno a příjmení: Filip Jermann
Osobní číslo: S17000045
Studijní program: B2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Strojní inženýrství
Zadávací katedra: Katedra vozidel a motorů
Akademický rok: 2019/2020

Zásady pro vypracování:

Návrh a konstrukce experimentálního zařízení pro výzkum poměrů ve vývrtu olejového kanálku klikového hřídele při simulaci reálného provozu. Zařízení by mělo mít určitou variabilitu konstrukčních parametrů pro experimenty s různými tvary kanálků a zároveň umožnit vizualizaci pohybu oleje při průtoku oleje testovaným objektem. Cílem práce jsou tyto hlavní body:

- Teoretická část zabývající se popisem základních částí olejového systému spalovacího motoru a jeho funkcí.
- Rešeršní část, která by měla shrnout základní znalosti z provozu a testování této pasáže olejového systému.
- Základní návrh experimentálního zařízení s popisem hlavních částí a stanovením jejich parametrů.
- Vytvoření 3D modelů navrženého zařízení a to tak, aby ho bylo možné provozovat na komponentním stavu v laboratořích Škoda-Auto a.s.
- Vytvoření výkresové dokumentace základních částí navrženého experimentálního zařízení.

Předpokládá se využití experimentálního zařízení při výzkumu a vývoji v laboratořích Škoda-Auto a.s. a TU Liberec.

Rozsah grafických prací:
Rozsah pracovní zprávy:
Forma zpracování práce:
Jazyk práce:

cca 40 stran textu
tištěná/elektronická
Čeština



Seznam odborné literatury:

- [1] Van Basshuysen, Richard. Schäfer, Fred. *Internal combustion engine handbook*. Warrendale: SAE International, 2004. eISBN: 978-0-7680-7196-2
- [2] Heywood, John B. *Internal combustion engine fundamentals*, McGraw-Hill, Inc., 1988. ISBN 0-07-028637
- [3] Suyuki, Shigeo. Noda, Takashi. *Visualization and measurement of oil flow in transparent oil passage of crankshaft*. R&D Review of Toyota CRDL, Vol.38 No.3
- [4] Yuan, Yioing. Tao, Wei. Liu, Eysion. DaimlerChrysler Corp. USA. Barber, Garz C. Zou, Qian. Guessous, Laila. Oaklad University, USA. Du, Zixue. Chongqing Jiaotong University, P.R. China. *Engine lubrication system analysis by considering aeration and cavitation within the rotating oil supply passage*. 2004
- [5] Podklady Škoda-Auto a.s.

Vedoucí práce:

Ing. Václav Rychtář, Ph.D.
Škoda auto

Datum zadání práce:

1. listopadu 2019

Předpokládaný termín odevzdání:

1. února 2021

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan

L.S.

Ing. Robert Voženílek, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci dne 1. listopadu 2019

Prohlášení

Prohlašuji, že svou bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti Technickou univerzitu v Liberci; v tomto případě má Technická univerzita v Liberci právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má bakalářská práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

13. července 2020

Filip Jermann

Poděkování

Rád bych tímto poděkoval vedoucímu bakalářské práce, Ing. Václavu Rychtářovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky při její tvorbě. Zároveň bych chtěl poděkovat své rodině za podporu v průběhu studia na vysoké škole.

V Liberci dne.....

Filip Jermann

EXPERIMENTÁLNÍ ZAŘÍZENÍ PRO VÝZKUM POMĚRŮ OLEJOVÉHO SYSTÉMU V KLIKOVÉM HŘÍDELI ZA ROTACE

Anotace

Tato bakalářská práce se zabývá chováním motorového oleje při průtoku klikovým hřídelem ve spalovacím motoru. Teoretická část se věnuje základním částem olejového systému a popisuje teoretické chování oleje v kanálku hřídele. Rešeršní část představuje dosavadní vývoj olejového systému ve firmě ŠKODA-AUTO a.s. a seznamuje s dosavadním pozorováním této pasáže firmou, ale i konkurenčními značkami a univerzitami. Ve vlastním návrhu je představeno navržené experimentální zařízení pro výzkum poměrů olejového systému v klikovém hřídeli při simulaci reálného provozu. Zařízení bude využíváno ve ŠKODA AUTO a.s.

klíčová slova: spalovací motor, klikový hřídel, ložisko, motorový olej, olejový kanálek

EXPERIMENTAL EQUIPMENT FOR RESEARCH OF OIL SYSTEM CONDITIONS IN CRANKSHAFT DURING ROTATION

Annotation

This bachelor thesis deals with the behavior of engine oil in the flow through the crankshaft in an internal combustion engine. The theoretical part deals with the basic parts of the oil system and describes the theoretical behavior of oil in the oil passage. The research part presents the current development of the oil system in the company ŠKODA-AUTO a.s. and acquaints with the current observation of this passage by the company, but also by competing brands and universities. The actual design presents a proposed experimental device for researching the conditions of the oil system in the crankshaft in the simulation of real operation. The device will be used in ŠKODA AUTO a.s.

key words: combustion engine, crankshaft, bearing, engine oil, oil passage

Obsah

Úvod	21
1 Teoretická část	23
1.1 Spalovací motor.....	23
1.2 Olejový systém	23
1.2.1 Tření.....	23
1.2.2 Mazání kluzných ložisek.....	25
1.2.3 Tlakové cirkulační mazání	25
1.2.4 Vybrané prvky olejového systému	26
1.3 Oleje	29
1.3.1 Motorový olej.....	29
1.3.2 Klasifikace motorových olejů.....	32
1.4 Klikový hřídel, chování oleje v kanálku klikového hřídele	34
1.4.1 Klikový hřídel	34
1.4.2 Typy kanálků v hřídeli	34
1.4.3 Chování oleje v klikovém hřídeli	35
2 Rešeršní část	41
2.1 Vývoj olejového systému ve firmě ŠKODA AUTO a.s.....	41
2.1.1 Vznětový motor 2,0 l/125 kW TDI	41
2.1.2 Zážehový motor 1,2 l/77 kW TSI	42
2.1.3 Zážehový motor 1,8 l/132 kW TFSI	43
2.1.4 Zážehové motory řady EA211.....	45
2.1.5 Vznětový motor 1,4 l/77 kW TDI	47
2.1.6 Zážehový motor 1,0 l/85 kW TSI	47
2.2 Oleje používané ve ŠKODA AUTO a.s.	50
2.2.1 Shell Helix Ultra Professional AV-L (VW 504/507) 0W-30.....	50
2.2.2 Shell Helix Ultra Professional AV-L (VW 508/509) 0W-20.....	50
2.2.3 Shell Helix Ultra Professional AV-L (VW 504/507) 5W-30.....	51
2.2.4 Shell Helix Ultra (VW 502/505) 5W-40	51
2.2.5 Vlastnosti vybraných olejů	52
2.3 Pozorování a provedené experimenty ve ŠKODA AUTO a.s.	53
2.3.1 Porovnání teoretického chování oleje v olejovém kanálku s reálným chováním	53
2.3.2 Výsledky měření	53

2.4	Experimenty konkurenčních značek a univerzit	55
2.4.1	Optimalizace přívodu oleje do hlavních a ojničních ložisek (AUDI).....	55
2.4.2	Vizualizace a měření průtoku oleje v průhledném kanálku klikového hřídele (TOYOTA)	57
2.4.3	Analýza poměrů v kanálku vzhledem k zavzdušnění a kavitaci (DaimlerChrysler Corp)	59
3	Vlastní návrh	63
3.1	Zadání a diskuse ke konstrukčnímu řešení	63
3.2	Popis pracovního prostoru a jeho parametry	64
3.2.1	Komponentní stav v laboratoři ŠKODA AUTO a.s.....	64
3.2.2	Poskytnuté komponenty	65
3.3	Rozbor výsledného návrhu experimentálního zařízení.....	67
3.3.1	Uchycení hlavního hřídele do základní desky.....	68
3.3.2	Přívod oleje.....	70
3.3.3	Realizace kanálku.....	72
3.4	Pomocné výpočty a omezení systému	76
3.4.1	Rovnice hustoty oleje	76
3.4.2	Opravná rovnice pro vstupní tlak v ložisku.	76
3.4.3	Mezní stav.....	78
	Závěr	79

Seznam použitých obrázků

Obr. 1.1: Stribeckova křivka [5]	24
Obr. 1.2: Suché tření [3].....	24
Obr. 1.3: Polosuché tření [3]	24
Obr. 1.4: Hydrodynamické tření [3].....	25
Obr. 1.5: Zatížené ložisko [5]	25
Obr. 1.6: Schéma olejového systému [15]	25
Obr. 1.7: Zubové čerpadlo [2]	26
Obr. 1.8: Srpkové čerpadlo [2]	26
Obr. 1.9: Trochoidní čerpadlo [2]	26
Obr. 1.10: Lopatkové čerpadlo [22].....	27
Obr. 1.11: Schéma olejového systému vč. umístění snímačů [6] (upraveno autorem)	27
Obr. 1.12: Základní charakteristika pro olej 5W-40 při 100 °C [6].....	28
Obr. 1.13: Maximální potenciál systému (olej 5W-40) [6]	28
Obr. 1.14: Filtr oleje [3].....	28
Obr. 1.15: Závislost hustoty oleje na tlaku pro různé teploty [7]	30
Obr. 1.16: Závislost hustoty oleje na teplotě pro různé tlaky [7].....	30
Obr. 1.17: Závislost kinematické viskozity na tlaku pro různé teploty [7].....	31
Obr. 1.18: Závislost kinematické viskozity na teplotě pro různé tlaky [7]	31
Obr. 1.19: Fázový diagram [9]	31
Obr. 1.20: Klikový hřídel [15]	34
Obr. 1.21: Průhled hřídelem s „I“ kanálkem [13].....	34
Obr. 1.22: Schéma „I“ kanálku [17]	34
Obr. 1.23: Schéma „Y“ kanálku [17]	35
Obr. 1.24: Schéma „V“ kanálku [23]	35
Obr. 1.25: Průhled hřídelem a schéma „H“ kanálku [11], [23] (upraveno autorem)	35
Obr. 1.26: Příklad relativní rovnováha kapaliny v rotující nádobě [14].....	36
Obr. 2.1: Olejový systém motoru 2,0 l/125 kW TDI [15] (upraveno autorem)	41
Obr. 2.2: Umístění čerpadla duocentric [15]	42
Obr. 2.3: Řez mechanismem regulace [15]	42
Obr. 2.4: Umístění filtru [15].....	43
Obr. 2.5: Olejový systém motoru 1,8 l/132 kW TFSI [15]	44
Obr. 2.6: Průhled dvoustupňovým čerpadlem [15].....	44
Obr. 2.7: Olejový systém motoru řady EA211 [15].....	45
Obr. 2.8: Jednostupňové duocentrické čerpadlo [15]	46
Obr. 2.9: Řez dvoustupňovým čerpadlem [15].....	46
Obr. 2.10: Konstrukce spodního víka motoru [15]	46
Obr. 2.11: Schéma dvoustupňové regulace [15]	47
Obr. 2.12: Čerpadlo s lopatkovými komůrkami [15]	48
Obr. 2.13: Srovnání průběhů tlaku [15]	48
Obr. 2.14: Závislost kin. viskozity na teplotě pro vybrané oleje [6].....	52
Obr. 2.15: Závislost hustoty na teplotě pro vybrané oleje [6]	52
Obr. 2.16: Teoretický průběh tlaku v kanálku [17].....	53
Obr. 2.17: Změřený průběh tlaku v kanálku [6]	54

Obr. 2.18: Průběhy tlaku vzhledem k natočení hřídele [6]	54
Obr. 2.19: Umístění snímačů [17].....	55
Obr. 2.20: Příklad reálného umístění snímače [17]	55
Obr. 2.21: Telemetrický systém [17].....	55
Obr. 2.22: Průběhy tlaku v závislosti na otáčkách (AUDI) [17]	56
Obr. 2.23: Naměřené teploty (AUDI) [17]	56
Obr. 2.24: Schéma použitých typů kanálku [18]	57
Obr. 2.25: Konstrukční řešení (TOYOTA) [18].....	57
Obr. 2.26: Změřené tlaky vzhledem k natočení hřídele [18]	58
Obr. 2.27: Pozorování tvorby bublin v kanálku [18]	58
Obr. 2.28: Porovnání tlaků při zavzdušnění [18]	58
Obr. 2.29: Výpočet kanálku [18]	58
Obr. 2.30: Porovnání výpočtového modelu s experimentem pro „I“ kanálek [18]	59
Obr. 2.31: Průtoky oleje pro oba typy kanálku [18]	59
Obr. 2.32: Výpočtový model (Daimler) [19]	60
Obr. 2.33: Vytvořená síť modelu [19].....	60
Obr. 2.34: Tvorba kavitačních bublin [19].....	60
Obr. 2.35: Detail na tvorbu kavitačních bublin [19]	61
Obr. 2.36: Mapa podmínek tvorby kavitace a zavzdušnění [19]	61
Obr. 3.1: Schéma zadání zařízení [kresba vedoucího bakalářské práce].....	63
Obr. 3.2: Komponentní stav [6]	64
Obr. 3.3: Rám se základní deskou (zepředu)	65
Obr. 3.4: Rám se základní deskou (zezadu).....	65
Obr. 3.5: Telemetrie KMT [6]	65
Obr. 3.6: Pohledy výsledného návrhu experimentálního zařízení.....	67
Obr. 3.7: Řez uchycením hřídele k základní desce	68
Obr. 3.8: Detail uchycení k základní desce	68
Obr. 3.9: Hřídel přípravku.....	69
Obr. 3.10: Domek (část 1)	69
Obr. 3.11: Domek (část 2)	69
Obr. 3.12: Modifikace domku (část 2).....	69
Obr. 3.13: Víko domku	69
Obr. 3.14: Řez přívodem oleje do systému.....	70
Obr. 3.15: Příruba	71
Obr. 3.16: Ložisko pro napájení.....	71
Obr. 3.17: Reakce	71
Obr. 3.18: Průmět reálného kanálku do roviny kolmé k ose rotace.....	72
Obr. 3.19: Porovnání profilu s kruhovým průřezem (kresba autora)	73
Obr. 3.20: Patrona.....	74
Obr. 3.21: Řez patronou	74
Obr. 3.22: XTEL 190 (M) [21]	75
Obr. 3.23: Krycí sklo	75
Obr. 3.24: Lem.....	75
Obr. 3.25: Řez podél olejové cesty.....	75
Obr. 3.26: Teoretický průběh tlaku s naznačeným tvarem kanálku	76
Obr. 3.27: Průběh tlaku v kanálku (Excel).....	78

Seznam použitých tabulek

Tab. 1.1: Viskózní třídy SAE [6]	32
Tab. 1.2: Dělení olejů dle VW [6]	33
Tab. 2.1: Technické údaje CBBB/CEGA [15].....	41
Tab. 2.2: Technické údaje CBZB [15]	42
Tab. 2.3: Technické údaje EA888 [15]	43
Tab. 2.4: Technické údaje EA211 [15]	45
Tab. 2.5: Technické údaje CUTA [15].....	47
Tab. 2.6: Technické údaje CHZD [15].....	47
Tab. 2.7: Technické vlastnosti oleje Shell Helix Ultra Professional AV-L 0W-30 [16].....	50
Tab. 2.8: Technické vlastnosti oleje Shell Helix Ultra Professional AV-L 0W-20 [16].....	50
Tab. 2.9: Technické vlastnosti oleje Shell Helix Ultra Professional AV-L 5W-30 [16].....	51
Tab. 2.10: Technické vlastnosti oleje Shell Helix Ultra 5W-40 [16]	51
Tab. 3.1: Parametry komponentního stavu [6]	64
Tab. 3.2: Parametry telemetrie KMT [20].....	66
Tab. 3.3: Počáteční podmínky pro výpočet teoretického tlaku v kanálku	78
Tab. 3.4: Výsledky výpočtu (Excel)	78

Seznam zkratek

PWM	Pulzně šířková modulace
RPM	Otáčky za minutu
KH	Klikový hřídel
SAE	Společnost automobilových inženýrů
API	Americký ropný institut
ACEA	Asociace evropských výrobců automobilů
MB	Mercedes-Benz
DAF	Výrobce nákladních automobilů
VW	Volkswagen
TDI	Přepřlňovaný vznětový motor s přímým vstřikováním
TSI	Přepřlňovaný zážehový motor s přímým vstřikováním
AVS	Systém variabilního zdvihu ventilů Audi
MPI	Zážehový motor s vícebodovým vstřikováním
TFSI	Přepřlňovaný zážehový motor využívající technologii přímého vstřikování
CCD	Elektronická součástka používaná pro snímání obrazové informace
HTHS	Dynamická viskozita měřená při vysoké teplotě a velkém smykovém spádu
CFD	Výpočet dynamiky tekutin
DSI	Systém vstřiku suchého alkalického minerálu
SW	Software
HW	Hardware
PTC	Americká počítačová společnost
NI LabView	Inženýrský software
PXI	Modulární platforma elektronických přístrojů
AO	Maloobchodní prodejce elektrických spotřebičů
CAN	Sběrnice
KMT	Společnost zabývající se telemetrickými systémy
MTP	Protokol pro přenos multimediálních souborů
ADC	Analogově digitální převodník
STG	Logický modul
TH-K	Japonská společnost zabývající se vedením lineárních pohybů a robotikou
ICP	Piezoelektrický senzor
PC	Osobní počítač
LOW SAPS	Oleje s nízkým obsahem sulfátového popela, fosforu a síry

Seznam symbolů

$f [-]$	součinitel smykového tření
$\mu [Pa \cdot s]$	dynamická viskozita
$n [s^{-1}]$	otáčky
$\sigma [N \cdot m^{-2}]$	měrná síla
$F_t [N]$	třecí síla
$F_n [N]$	normálová síla
$\rho [kg \cdot m^{-3}]$	hustota
$p [Pa]$	tlak
$T [K]$	teplota
$\rho_0 [kg \cdot m^{-3}]$	hustota v referenčním bodě (např. 0°C)
$p_0 [Pa]$	tlak v referenčním bodě
$T_0 [K]$	teplota v referenčním bodě
$E_k [Pa]$	objemový modul pružnosti kapaliny izotermický
$\alpha [K^{-1}]$	součinitel objemové teplotní roztažnosti
$\tau [MPa]$	tečné napětí
$v [m \cdot s^{-1}]$	rychlost
$\nu [m^2 \cdot s^{-1}]$	kinematická viskozita
$V_{vz} [m^3]$	objem vzduchu
$B [-]$	Bunsenův koeficient
$V_{ol} [m^3]$	objem oleje
$p_s [Pa]$	tlak v systému
$p_a [Pa]$	atmosférický tlak
$E_e [Pa]$	objemový modul pružnosti směsi
$\beta [-]$	poměr objemu vzduchu ku směsi
$\kappa [-]$	polytropický exponent
$\omega [rad \cdot s^{-1}]$	úhlová rychlost
$g [m \cdot s^{-2}]$	tíhové zrychlení
$a_r [m \cdot s^{-2}]$	odstředivé zrychlení
$a_x [m \cdot s^{-2}]$	zrychlení ve směru x
$a_y [m \cdot s^{-2}]$	zrychlení ve směru y
$a_z [m \cdot s^{-2}]$	zrychlení ve směru z
$r [m]$	poloměr
$\varphi [rad]$	úhel

$x [m]$	vzdálenost
$y [m]$	vzdálenost
$z [m]$	vzdálenost
$S [m^2]$	plocha
$m [kg]$	hmotnost
$V [m^3]$	objem
$r_0 [m]$	poloměr na vstupu do příruby
$r_1 [m]$	poloměr na vstupu do kanálku
$r_2 [m]$	poloměr (nejkratší vzdálenost kanálku od osy rotace)
$r_3 [m]$	poloměr na výstupu z kanálku
$p_0 [Pa]$	tlak na vstupu do příruby
$p_1 [Pa]$	tlak na vstupu do kanálku
$p_2 [Pa]$	tlak v místě nejkratší vzdálenosti kanálku od osy rotace
$p_3 [Pa]$	tlak na výstupu z kanálku
$i [-]$	převod
$d [m]$	průměr
$e [m]$	rozměr
$h [m]$	hloubka drážky
$S_k [m^2]$	obsah kruhového průřezu kanálku
$S_d [m^2]$	obsah profilu drážky
$S_p [m^2]$	obsah půlkruhu
$S_0 [m^2]$	obsah obdélníku
$t [^{\circ}C]$	teplota
$p^* [bar]$	tlak
$\rho^* [g.cm^{-3}]$	hustota
$n^* [min^{-1}]$	otáčky
$r^* [mm]$	poloměr

Úvod

„Funguje jako dobře namazaný stroj“. Toto přísloví obecně platí a není tomu jinak ani v případě vozidlového spalovacího motoru. Uvnitř motoru je mnoho zpravidla kovových součástí, které po sobě kloužou svými povrchy. Pokud by nebylo zajištěno dostatečné mazání, docházelo by v lepším případě ke zvyšování teplot a ztrátě výkonu, v horším případě k trvalému poškození.

Dostatečné mazání však již v dnešní době nestačí. Z důvodu zpřísnujících se emisních norem se automobilky pokouší najít způsoby, jak spalovací motor zdokonalit. Tento vývoj probíhá současně ve všech odvětvích včetně mazacího systému motoru. Jedním z prvků mazacího systému je klikový hřídel. Vnitřkem klikového hřídele (vrtanými kanálky) proudí pod tlakem olej k ojničným ložiskům. Vlivem rotace klikového hřídele působí na protékající olej odstředivé zrychlení. Tento jev způsobuje změny tlaku v kanálku a může způsobit i poškození mazaných ploch.

Automobilka ŠKODA AUTO a.s. rozhodla, že je třeba se tímto problémem zabývat. Cílem této práce tedy bylo seznámit se s dosavadními experimenty a měřením ve zmíněné oblasti a vytvořit experimentální zařízení (přípravek) pro zkoumání olejového kanálku v klikovém hřídeli.

1 Teoretická část

V této části práce bude vysvětleno, co je to spalovací motor a k čemu slouží olejový mazací systém v motoru. Seznámíme se s jednotlivými součástmi tohoto systému, s vlastnostmi používaných olejů a s chováním oleje při průtoku klikovým hřídelem.

1.1 Spalovací motor

Pístový spalovací motor je stroj, ve kterém se tepelná energie získaná spalováním kapalných či plyných paliv mění na mechanickou práci. Uvnitř pracovního prostoru se periodicky opakují termodynamické děje, při nichž se mění stav pracovní látky a při expanzi dochází i k jejím chemickým změnám. Tomuto souboru dějů se říká pracovní oběhy či cykly. Dnes se používá převážně čtyřdobý cyklus, který proběhne během dvou otáček klikového hřídele. [1], [2]

1.2 Olejový systém

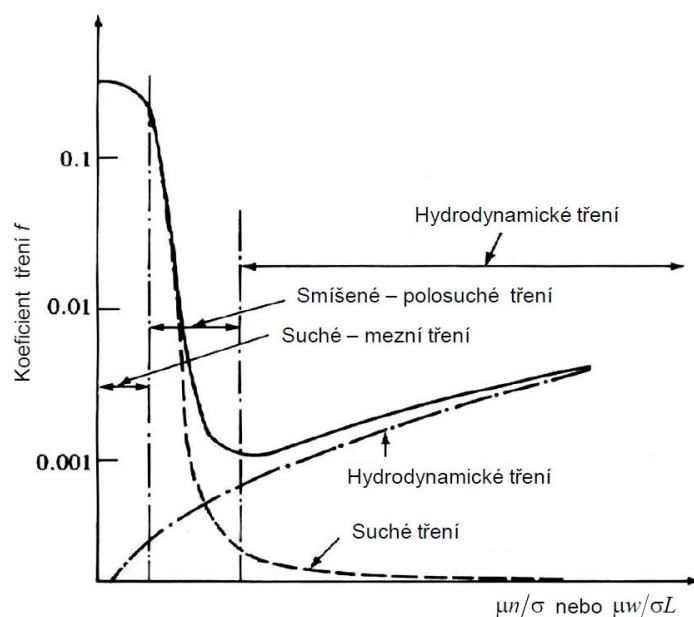
Účel mazání spalovacího motoru [1]:

- Vytvořit tenkou vrstvu olejového filmu na styčných pohyblivých plochách, snížit třecí ztráty a zamezit otěru materiálu.
- Odvést teplo z částí motoru, které nejsou v kontaktu s chladicí kapalinou.
- Zajistit dobré utěsnění pohyblivých se částí (píst, pístní kroužek a stěna válce).
- Ochránit proti korozi.
- Rozpouštět a odvést nečistoty z pracovního prostoru.
- Tlumit hluk a vibrace.
- Přenášet síly.
- Ovládat součásti motoru (např. nastavovače vačkových hřídelů).
- Plnit hydraulické komponenty.

1.2.1 Tření

Tření vzniká při kontaktu dvou pevných těles, která se po sobě posouvají. Jeho charakter vyjadřuje součinitel tření, který je závislý na mnoha parametrech.

Stribeckova křivka



Obr. 1.1: Stribeckova křivka [5]

Tato křivka (obr. 1.1) popisuje závislost součinitele tření f [–] na dynamické viskozitě μ [Pa.s], otáčkách hřídele n [s⁻¹] a měrné síle σ [N.m⁻²]. Potom třecí síla se spočítá

$$F_t = f \cdot F_n, \quad (1.1)$$

kde F_n [N] je hodnota normálové síly. [5]

Dle způsobu mazání rozlišujeme druhy na:

- Suché tření



Obr. 1.2: Suché tření [3]

Vzniká při kontaktu obou těles s absolutně suchými povrchy. Dochází ke zvyšování teplot a opotřebení. [3]

- Polosuché tření



Obr. 1.3: Polosuché tření [3]

Vzniká tehdy, pokud se mezi stykovými plochami nachází nesouvislá vrstva maziva. Dochází k občasnému kontaktu stykových ploch. Příkladem může být studený start motoru. [3]

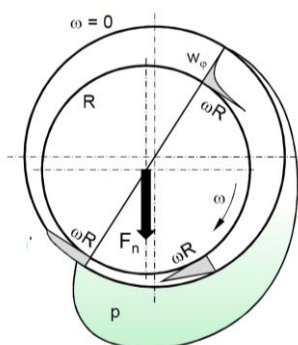
- Hydrodynamické tření



Obr. 1.4: Hydrodynamické tření [3]

Vzniká, pokud jsou obě plochy dokonale oddělené kapalinou. Prakticky již nedochází k otěru, a tedy výsledkem je výrazné snížení tření. [3]

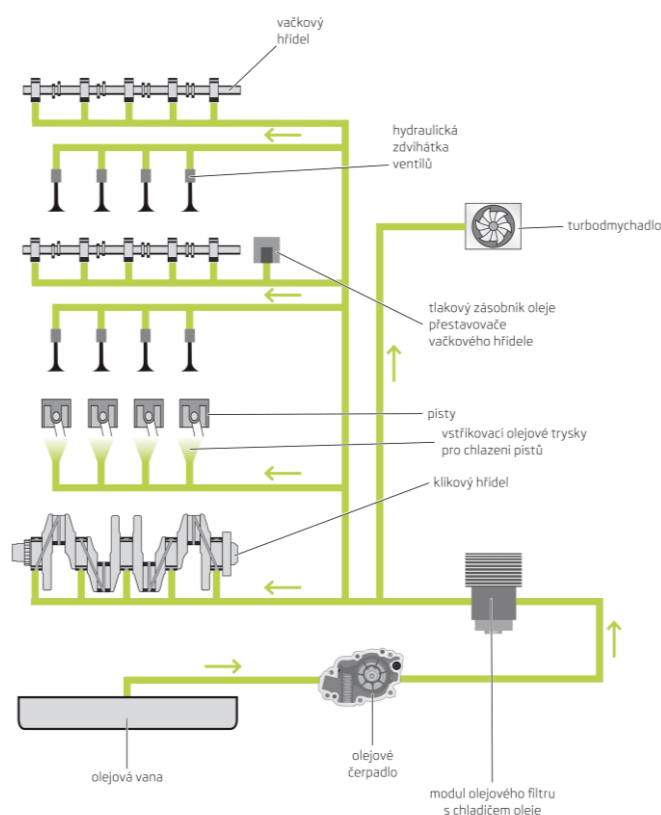
1.2.2 Mazání kluzných ložisek



Obr. 1.5: Zatížené ložisko [5]

V motoru se dnes již převážně vyskytují kluzná ložiska tvořená ocelovými pánvemi s nanesenou vrstvou ložiskového kovu. Jejich mazání se děje podle hydrodynamického principu. Za klidu se ložiskový čep dotýká pánve ložiska. Po spuštění motoru dochází vlivem rotace hřídele na krátkou dobu k polosuchému tření. Jakmile vnikne olej do ložiska, začne ho čep unášet. Díky excentricitě (zatížení ložiska) je v klínovitém zúžení vyvolán vysoký tlak (80 až 100 MPa), který nadzvedne čep a poté nastane hydrodynamické tření (viz obr. 1.5). [1], [5]

1.2.3 Tlakové cirkulační mazání



Obr. 1.6: Schéma olejového systému [15]

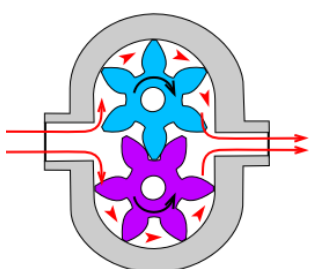
U dnešních čtyřdobých vozidlových motorů se využívá především mazání tlakové v kombinaci s mazáním rozstříkem (viz obr. 1.6). Z olejové vany je olejovým čerpadlem vytlačován pod tlakem olej přes plnopřtokový čistič do hlavního olejového kanálu. Hlavním kanálem protéká vyčištěný olej k jednotlivým hlavním ložiskům klikového hřídele či vačkového hřídele. Z hlavních ložisek je veden skrze vývrty (kanálky) v klikovém hřídeli do ojnicích ložisek. Rozstříkem jsou mazány kontaktní plochy pístu s válcem, vačky a zdvihátka. [1]

1.2.4 Vybrané prvky olejového systému

Druhy olejových čerpadel

Olejové čerpadlo má za cíl dopravit velké množství ($20\text{--}30\text{ dm}^3\cdot\text{min}^{-1}$) motorového oleje do mazací soustavy. Tlaky v soustavě se pohybují v rozmezí od 0,1 do 0,5 MPa (1 - 5 bar) při běžném zatížení. Pohon čerpadla je obvykle řešen ozubeným řemenem, řetězem nebo ozubeným soukolím od klikového hřídele, případně může být uloženo přímo na klikovém hřídeli. [1], [2], [6]

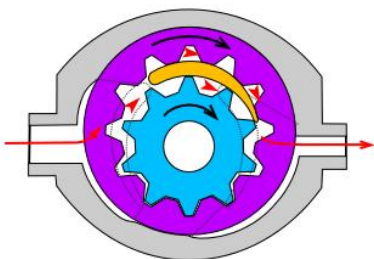
- Zubové čerpadlo



Ve skříní čerpadla se vyskytují dvě stejná ozubená kola, která jsou spolu v záběru a mají minimální vůli. Otáčením se vytváří podtlak na sací straně, tedy dochází k nasávání oleje. V mezerách zubů podél stěny putuje olej k výtlačné straně a do výtlačného potrubí. Poté jdou zuby opět do záběru. [2]

Obr. 1.7: Zubové čerpadlo [2]

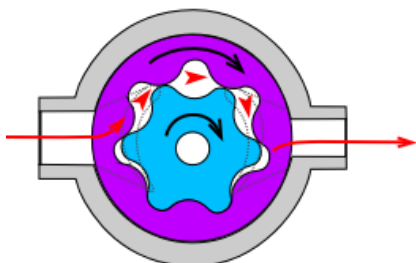
- Srpkové čerpadlo



Čerpadlo s vnitřním ozubením je modernějším typem zubového čerpadla. V případě uložení vnitřního kola s vnějším ozubením přímo na klikový hřídel odpadá komplikace pohonu a tato moderní konstrukce umožňuje zvýšení přepravního výkonu obzvláště při nízkých otáčkách motoru. [2]

Obr. 1.8: Srpkové čerpadlo [2]

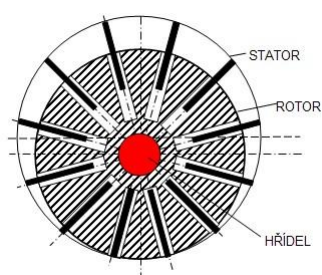
- Trochoidní čerpadlo



Obr. 1.9: Trochoidní čerpadlo [2]

Opět se jedná o čerpadlo s vnitřním ozubením, avšak s malým počtem zubů obou rotorů, přičemž vnitřní rotor má o jeden zub méně než vnější. Rotory jsou tvarovány tak, aby se všechny zuby vnitřního kola dotýkaly vnějšího rotoru a prostory byly dokonale utěsněné. Čerpadlo pracuje rovnoměrněji než čerpadlo zubové díky přepravě oleje v několika komorách současně. Výhodou jsou též vyšší tlaky. [2]

- Lopátkové (lamelové) čerpadlo



V drážkách motoru jsou suvně umístěny lopatky, které sledují válcovou plochu statoru. Stator je možné radiálně přestavit vůči rotoru, což má za následek možnost plynulé regulace průtoku oleje. Tato výhoda umožňuje použití různých hodnot tlaku v závislosti na zatížení a režimu motoru. [4]

Obr. 1.10: Lopátkové čerpadlo [22]

Regulační ventil

Úkolem tohoto ventilu je plynule měnit průřez (množství čerpaného oleje), čímž se snižuje nebo zvyšuje tlak. Ventil je aktivován řídicí jednotkou motoru pomocí signálu PWM v závislosti na provozních podmínkách. Ventil a zpětnou vazbu lze vidět na obr. 1.11. [15]

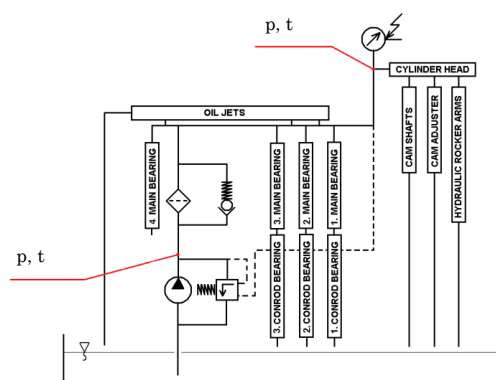
Tlakové snímače

V současné době se využívá výhradně piezorezistivních snímačů (viz obr. 1.11), které slouží nejen ke kontrole minimálního tlaku oleje, ale i jako zpětná vazba v systému řízení. Tyto snímače obsahují membránu pokrytou tenzometry. Deformace membrány způsobují změny odporů na tenzometrech a díky tomu je možné měřit změny napětí. Změřené napětí je transformováno na datový protokol, který je zaslán do řídicí jednotky motoru. Ta aktivuje ventil regulace tlaku oleje a mění čerpané množství. [6]

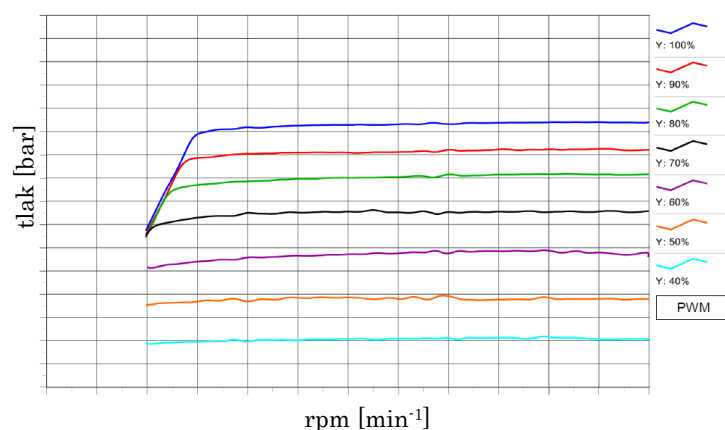
Teplotní snímače

Pro měření aktuální teploty se používají odporové snímače. [6]

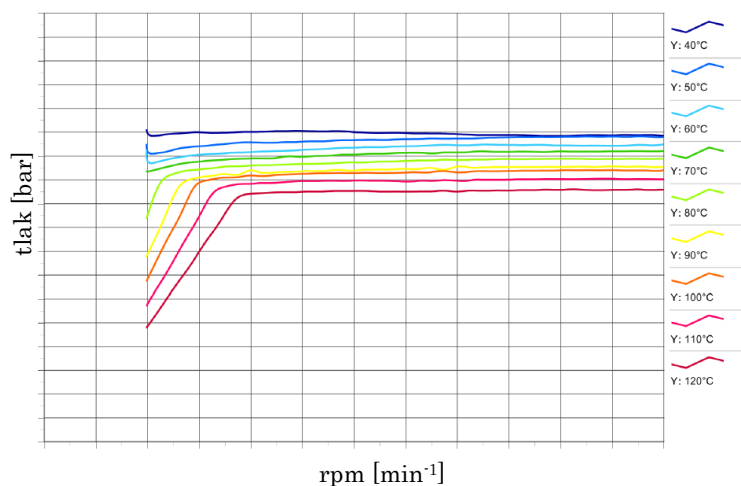
Základní charakteristiku systému lze vidět na obr. 1.12 a obr. 1.13. Grafy musely být upraveny tak, že nelze uvést absolutní hodnoty, ale jsou zachovány pouze charakteristiky křivek.



Obr. 1.11: Schéma olejového systému vč. umístění snímačů [6]
(upraveno autorem)



Obr. 1.12: Základní charakteristika pro olej 5W-40 při 100 °C [6]



Obr. 1.13: Maximální potenciál systému (olej 5W-40) [6]

Plnoprůtokový čistič oleje



Obr. 1.14: Filtr oleje [3]

V oleji se mohou vyskytovat nečistoty (kovové částice vzniklé otěrem, saze, prach, aj.). Aby nedošlo k poškození motoru těmito částicemi, používá se (dnes již výhradně) plnoprůtokový čistič oleje (filtr). Filtračním elementem bývá obvykle vložka ze speciálního papíru. Součástí filtru je obtokový ventil, přes který proudí olej v případě, že je filtr již zanesený. Zpravidla častější případ jsou studené starty motoru (či krátkodobý provoz v chladných podmínkách), kdy dochází ke tvorbě krystalů vody, které by mohly filtr poškodit. [1], [3], [6]

1.3 Oleje

1.3.1 Motorový olej

Motorový olej je souhrnný pojem, kterým se označují oleje používané pro mazání spalovacích motorů. Sestává se ze základové složky a aditiv. [1]

Funkce [1], [3]:

- mazání,
- těsnění,
- chlazení,
- čištění,
- ochrana před korozí,
- přenos výkonu,
- jiné systémy.

Základní složka

Rozdělení [1]:

- minerální olej, výroba rafinací přímo z ropy,
- syntetický olej, výroba syntézou z polyalphaolefinů a syntetických esterů,
- kombinace obou typů (polosyntetický olej).

Příspěvky (aditiva)

Rozdělení [1]:

- protiotěrové, chemická reakce s kovovými povrchy,
- detergentně disperzní, neutralizace kyselých produktů hoření, potlačení tvorby karbonu a kalů,
- protikorozní, zamezení vzniku koroze,
- antioxidanty, ochrana před reakcemi s kyslíkem,
- protipěnovostní, ochrana oleje před přesycením vzduchem,
- snižující bod tuhnutí, zlepšení tekutosti za nízkých teplot,
- vysokotlakové, ochrana třecích ploch proti roztržení při vysokých tlacích.

Fyzikální vlastnosti oleje

Hustota

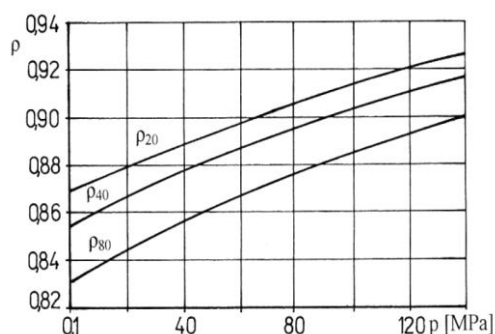
Minerální olej je reálná kapalina, tedy platí stavová rovnice závislosti hustoty ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] na tlaku p [Pa] a teplotě T [K]

$$\rho = \rho(p, T) . \quad (1.2)$$

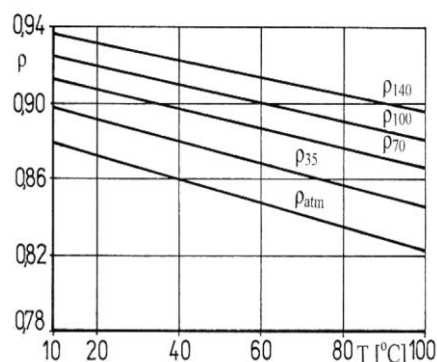
Linearizovaná stavová rovnice má tvar

$$\rho = \rho_0 \cdot \left[1 + \frac{1}{E_k} \cdot (p - p_0) - \alpha \cdot (T - T_0) \right] , \quad (1.3)$$

kde ρ_0, p_0, T_0 jsou hodnoty referenčního bodu, E_k [Pa] je objemový modul pružnosti kapaliny izotermický a α [K^{-1}] je součinitel objemové teplotní roztažnosti. [7]



Obr. 1.15: Závislost hustoty oleje na tlaku pro různé teploty [7]



Obr. 1.16: Závislost hustoty oleje na teplotě pro různé tlaky [7]

Viskozita

Viskozita je fyzikální veličina charakterizující vnitřní tření v reálné kapalině. Je jednou z nejdůležitějších vlastností motorového oleje, neboť rozhoduje o jeho tekutosti.

- Dynamická viskozita

Dle Newtonova zákona je tečné napětí

$$\tau = \mu \cdot \frac{dv}{dy} , \quad (1.4)$$

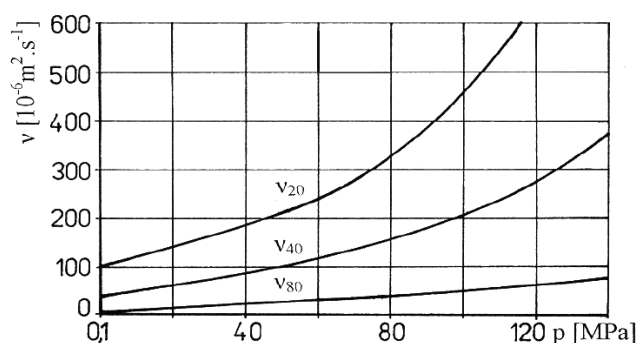
kde μ [$\text{Pa} \cdot \text{s}$] je dynamická viskozita, $\frac{dv}{dy}$ je gradient rychlosti v [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] ve směru kolmém na rychlost v .

- Kinematická viskozita

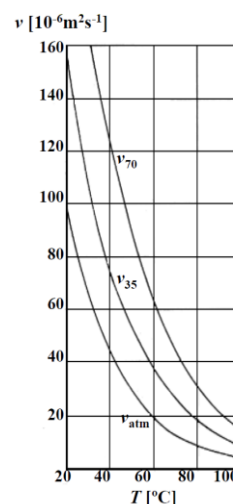
Kinematická viskozita ν [$m^2 \cdot s^{-1}$] je rovna podílu dynamické viskozity a hustoty oleje

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1.5)$$

a mění se v závislosti na teplotě a tlaku. S rostoucí teplotou viskozita výrazně klesá, zatímco s rostoucím tlakem vzrůstá (viz obr. 1.17 a 1.18). [8]

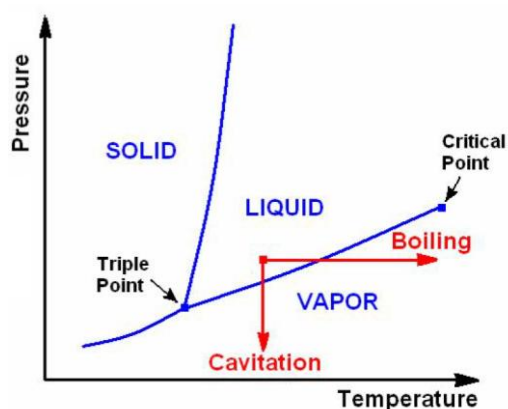


Obr. 1.17: Závislost kinematické viskozity na tlaku pro různé teploty [7]



Obr. 1.18: Závislost kinematické viskozity na teplotě pro různé tlaky [7]

Vliv vzduchu v oleji



Obr. 1.19: Fázový diagram [9]

Vzduch může být přítomen v motorovém oleji ve formě rozpuštěného vzduchu, bublin či pěny. Rozpuštěný vzduch je vzhledem k funkci oleje neškodný, avšak může se změnit ve vzduchové bubliny a to dvojího typu: varové, když se teplota zvyšuje nebo bubliny vytvořené snížením tlaku viz obr. 1.19. Tento složitý fyzikální jev zabývající se vznikem, růstem a zánikem dutin v kapalině při snížení tlaku se nazývá *kavitace*. V hydraulických systémech je tento jev nežádoucí, neboť ovlivňuje provoz a může způsobit i erozi materiálu. [9]

Množství rozpuštěného vzduchu v oleji popisuje Henry - Daltonův zákon:

$$V_{vz} = \frac{B \cdot V_{ol} \cdot p_s}{p_a}, \quad (1.6)$$

kde $V_{vz} [m^3]$ je objem vzduchu při 10^5 Pa a 273 K, B je Bunsenův koeficient (0,08 - 0,09), $V_{ol} [m^3]$ je objem oleje, p_s je tlak v systému a p_a je atmosférický tlak. [10]

Vzduch obsažený v kapalině ve formě bublin má rovněž podstatný vliv na objemový modul pružnosti. Platí rovnice

$$\frac{E_e}{E_k} = \frac{\beta + \left(\frac{p}{p_a}\right)^{1/\kappa}}{\frac{\beta \cdot E_k}{\kappa \cdot p} + \left(\frac{p}{p_a}\right)^{1/\kappa}}, \quad (1.7)$$

kde E_e je objemový modul pružnosti směsi, $\beta [-]$ je poměr objemu vzduchu, který je obsažen ve směsi oleje při atmosférickém tlaku p_a [7]

1.3.2 Klasifikace motorových olejů

Viskózní třídy

Prakticky jedinou používanou klasifikací je americká norma SAE (Society of Automotive). Motorové oleje se podle viskozity zařazují do dvanácti tříd, šest pro zimní provoz s označením W (Winter), (SAE 0W, 5W, 10W, 15W, 20W, 25W). Šest pro letní provoz (SAE 20, 30, 40, 40, 50, 60). Moderní oleje lze používat celoročně, spadají tedy do více tříd současně (např. v našich střeoevropských klimatických podmínkách 10W-40, 5W-30, ...). V současnosti je trendem používat syntetické oleje nižších tříd (např. 0W-20) z důvodu rychlejšího promazání studeného motoru a úspory paliva. [1], [6]

Tab. 1.1: Viskózní třídy SAE [6]

Třída SAE	Maximální viskozita [mPa.s]	Hraniční čerpatelnost [°C]	Viskozita při 100 °C [mm²/s]		Min. HTHS viskozita při 150 C a 10 ⁶ s ⁻¹ [mPa.s]
			minimální	maximální	
0W	6200 při -35 C	-40	3,8	-	-
5W	6600 při -30 C	-35	3,8	-	-
10W	7000 při -25 C	-30	4,1	-	-
15W	7000 při -20 C	-25	5,6	-	-
20W	9500 při -15 C	-20	5,6	-	-
25W	13000 při -10 C	-15	9,3	-	-
20	-	-	5,6	9,3	2,6
30	-	-	9,3	12,5	2,9
40	-	-	12,5	16,3	2,9*
40	-	-	12,5	16,3	3,7**
50	-	-	16,3	21,9	3,7
60	-	-	21,9	26,1	3,7

Výkonnostní třídy

Z hlediska výkonové specifikace motorového oleje je množství norem větší. Nejrozšířenější klasifikace [1]:

- API (American Petroleum Institute).
- ACEA (Association des Constructeurs Européens d'Automobiles).
- Firemní normy – MB, DAF, VW, Volvo a další.

API

Tato americká norma dělí oleje na tři základní skupiny:

- S (Service) – oleje pro zážehové motory.
- C (Commercial) – oleje pro vznětové motory.
- T – oleje pro dvoudobé motory.

Za tímto označením následuje další písmeno, které dělí oleje do dalších tříd dle kvality. Příkladem dnes běžně používaných tříd jsou (SG, SH, SJ, SL, SM, CF, CG, CH, CI). [1]

ACEA

Jedná se o evropskou normu, která dělí oleje na [1]:

- A1 ... A5 – zážehové motory.
- B1 ... B5 – vznětové motory osobních a dodávkových automobilů.
- C1 ... C4 – zážehové a vznětové motory se systémy úpravy výfukových plynů.
- E1 ... E5 – vznětové motory těžkých nákladních automobilů.

Firemní normy

Tab. 1.2: Dělení olejů dle VW [6]

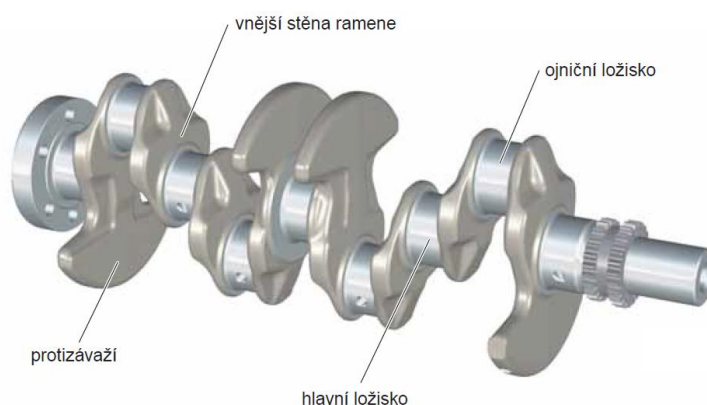
	Standardní intervaly (nižší výkonnost)	Standardní intervaly (vyšší výkonnost)	Prodloužené intervaly	Low SAPS
Benzinové motory	VW 501.01 VW 500.00	VW 502.00	VW 503.00 VW 503.01	VW 504.00
Naftové motory		VW 505.00 VW 505.01	VW 506.00 VW 506.01	VW 507.00

Někteří výrobci si vytváří vlastní klasifikace motorových olejů dle výsledků zkoušek na zkušebních motorech.

1.4 Klikový hřídel, chování oleje v kanálku klikového hřídele

1.4.1 Klikový hřídel

Úkolem klikového hřídele v motoru je primárně převod přímočarého vratného pohybu pístů na rotační. Klikový hřídel však slouží i jako prvek olejového systému. Olej je veden od olejového čerpadla skrze vrtané kanály v bloku motoru až k hlavním ložiskům. V ložiskových pánvích se nachází drážky, kterými olej proudí do prostoru mezi ložiskem a hlavním čepem hřídele. Aby však bylo možné mazat i ojniční ložiska, je zapotřebí vést olej vnitřkem klikového hřídele. Toho je docíleno vývrty (kanálky), které spojují hlavní a ojniční čepy. [1], [15]



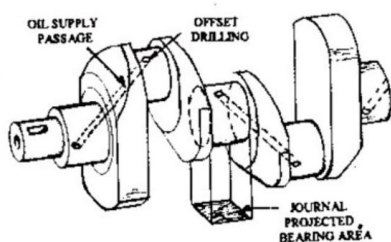
Obr. 1.20: Klikový hřídel [15]

1.4.2 Typy kanálků v hřídeli

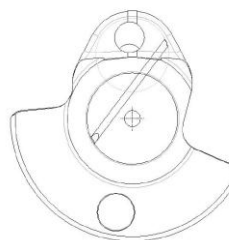
Konstrukčně je možno vést kanálky vnitřkem hřídele mnoha způsoby. Na počet kanálků a jejich uspořádání má vliv především počet válců motoru (tzn. množství ojničních čepů hřídele), uspořádání válců a také požadavek na dostatečně plynulé mazání. Ke vstupu oleje z hlavního ložiska do jednoduchého kanálku totiž dochází v průběhu cca půl otáčky hřídele vlivem jeho rotace (v ložiskové pánvi se nechá vyrobít drážka). Z tohoto důvodu se u některých typů využívá pomocných vývrtů skrz hlavní čep, aby olej proudil do hřídele plynuleji. Jednotlivé typy kanálků se někdy označují písmeny dle tvarové podobnosti. [1], [11], [15]

Jednoduchý samostatný kanálek (lze označit jako „I“)

Základním, nejjednodušším a také nejlevnějším typem je jeden vývrt spojující hlavní čep s ojničním čepem. Je možno si všimnout, že při pohledu z boku je kanálek veden šikmo a neprotíná osu otáčení. Důvod bude vysvětlen v kapitole 1.4.3. [13], [17]

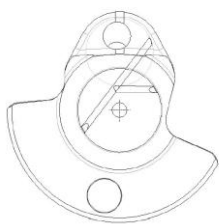


Obr. 1.21: Průhled hřídelem s „I“ kanálkem [13]



Obr. 1.22: Schéma „I“ kanálku [17]

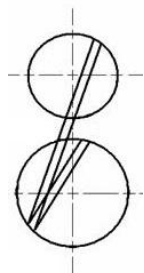
Upravený jednoduchý kanálek (lze označit jako „Y“)



Obr. 1.23: Schéma „Y“ kanálku [17]

Jedná se o úpravu jednoduchého kanálku přidáním pomocného vrtu. Jak již bylo řečeno, do jednoduchého kanálku neproudí olej neustále, jen po dobu cca půl otáčky hřídele. Po této úpravě dochází k plynulejšímu napájení a tedy i plynulejšímu mazání. [17]

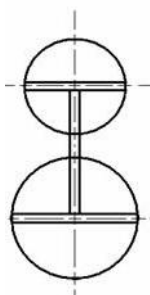
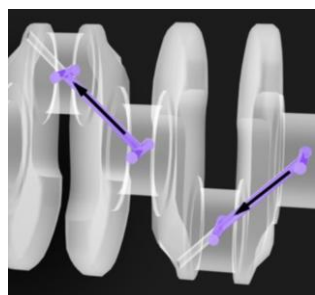
Upravený jednoduchý kanálek (lze označit jako „V“)



Obr. 1.24: Schéma „V“ kanálku [23]

Podobně jako v předešlém případě je zde použito pomocného kanálku, avšak směřujícího ke vstupu hlavního kanálku (protíná hlavní čep hřídele). [18]

Kanálek (lze označit jako „H“)



Obr. 1.25: Průhled hřídelem a schéma „H“ kanálku [11], [23]
(upraveno autorem)

Hlavní i ojnicí čep jsou provrtány a tyto vrty jsou propojené hlavním kanálkem. Výhodou je opět plynulé napájení, ale také efektivnější mazání ojnicího ložiska. Nevýhodou je nutnost ucpání hlavního kanálku z vnější (venkovní) strany a taky fakt, že se jedná o nákladnější variantu. [11]

Existují i další typy jako „T“ či „X“. V dalších částech práce bude hovořeno již výhradně o jednoduchém kanálku typu „I“.

1.4.3 Chování oleje v klikovém hřídeli

Aby bylo možné popsat chování motorového oleje, který proudí vnitřkem klikového hřídele, je zapotřebí určit důležité fyzikální veličiny.

Teplota

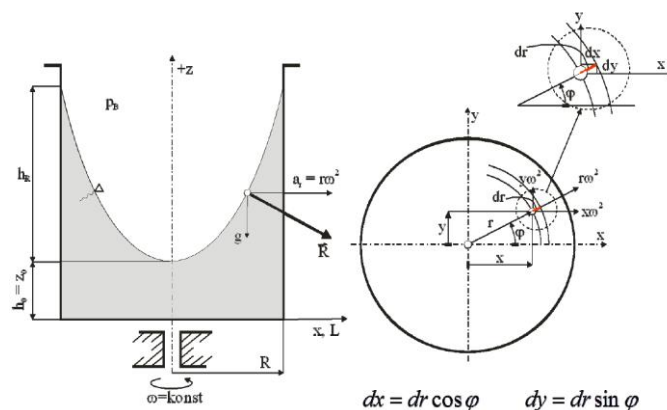
Motorový olej je namáhán mechanicky, chemicky, ale především musí odolávat vysokým teplotám. Konkrétně v klikovém hřídeli dosahují teploty oleje při běžném provozu hodnot od 80°C do 150°C. Jak již bylo zmíněno, teplota má zásadní vliv na hustotu a viskozitu oleje. Obecně lze říci, že s rostoucí teplotou hustota mírně klesá a viskozita výrazně klesá. [1], [7]

Tlak

Podstatnější veličinou pro popis oleje v kanálku je jeho tlak. Olej proudí k hlavním ložiskům tlakem, který generuje olejové čerpadlo. V momentě, kdy olej vstoupí do klikového hřídele, na něj však začnou působit odstředivé síly z důvodu rotace. Tlak se tedy bude určitým způsobem měnit. Pro vysvětlení poslouží jednoduchý příklad z hydrostatiky: relativní rovnováha kapaliny v rotující nádobě. [6], [14], [17]

Relativní rovnováha kapaliny v rotující nádobě

Nádoba rotuje kolem svislé osy konstantní úhlovou rychlostí ω [rad.s⁻¹]. Na kapalinu působí tíhové zrychlení g [m.s⁻²] a odstředivé zrychlení a_r [m.s⁻²] viz obr. 1.26. [14]



Obr. 1.26: Příklad relativní rovnováha kapaliny v rotující nádobě [14]

Dle Eulerovy rovnice hydrostatiky platí

$$dp = \rho(a_x dx + a_y dy + a_z dz) , \quad (1.8)$$

kde a_x , a_y a a_z jsou zrychlení v daném směru, lze dosazením do (1.8) psát

$$dp = \rho(r\omega^2 \cos\varphi dr \cos\varphi + r\omega^2 \sin\varphi dr \sin\varphi - g dz) , \quad (1.9)$$

$$dp = \rho[(r\omega^2 dr(\cos^2\varphi + \sin^2\varphi) - g dz) , \quad (1.10)$$

a po úpravě (1.10)

$$dp = \rho(r\omega^2 dr - g dz) . \quad (1.11)$$

Pro určení tlaku v kapalině je zapotřebí integrovat neurčitý integrál

$$\int dp = \int \rho r \omega^2 dr - \int \rho g dz , \quad (1.12)$$

po integraci získáme

$$p = \frac{1}{2} \rho \omega^2 r^2 - \rho g z + konst. \quad (1.13)$$

Výsledná rovnice pro tlak v kapalině obsahuje dva členy. První v závislosti na hustotě $\rho [kg.m^{-3}]$, kvadrátu úhlové rychlosti $\omega [rad.s^{-1}]$ a kvadrátu vzdálenosti od osy rotace $r [m]$. Ve druhém členu si lze všimnout závislosti na hustotě $\rho [kg.m^{-3}]$, tíhovém zrychlení $g [m.s^{-2}]$ a vzdálenosti $z [m]$. Tento člen vyjadřuje hydrostatický tlak, v případě zastavení rotace nádoby by první člen byl nulový a tlak by tedy byl určen pouze výškou sloupce kapaliny. [14]

Určení rovnice tlaku v kanálku hřídele

Dle předešlého příkladu lze očekávat obdobné chování i v kanálku klikového hřídele. Rozdílů je rotace hřídele podle horizontální osy. Dále otáčky klikového hřídele bývají v řádech tisíců (např. běžný zážehový motor může dosahovat až 10000 min^{-1}). Z tohoto vyplývá, že $a_r \gg g$, takže tíhové zrychlení může být zanedbáno. V reálném provozu se otáčky motoru dynamicky mění v závislosti na zatížení aj. Pro zjednodušení budeme uvažovat $\omega = konst$ a $\rho = konst$. [6], [17]

Jednoduchým „I“ kanálkem o kruhovém průřezu $S [m^2]$ proudí olej o hustotě $\rho [kg.m^{-3}]$. Na element hmoty dm o šířce dr na poloměru $r [m]$ působí odstředivé zrychlení $a_r [m.s^{-2}]$. Lze tedy psát, že

$$dp = \frac{dm \cdot a_r}{S} , \quad (1.14)$$

dosazením za dm a a_r do (1.14) získáme

$$dp = \frac{\rho \cdot dV \cdot r \cdot \omega^2}{S} , \quad (1.15)$$

následně dosazením za dV do (1.15)

$$dp = \frac{\rho \cdot S \cdot dr \cdot r \cdot \omega^2}{S} \quad (1.16)$$

dostaneme tvar

$$dp = \rho r \omega^2 dr . \quad (1.17)$$

Poté neurčitý integrál

$$\int dp = \int \rho r \omega^2 dr , \quad (1.18)$$

kdy po integraci vychází

$$p = \frac{1}{2} \rho \omega^2 r^2 + konst. \quad (1.19)$$

Výsledná rovnice odpovídá prvnímu členu rovnice pro tlak v příkladu relativní rovnováhy kapaliny v rotující nádobě. Jedná se o polynom druhého stupně, kdy neznámou je poloměr r (vzdálenost konkrétního bodu kanálku od osy rotace). [6], [17]

Pro určení integrační konstanty je zapotřebí uvést okrajové podmínky. Tedy pro teoretický kanálek platí, že $r_1 [m]$ je poloměr na vstupu do kanálku, $r_2 [m]$ je minimální poloměr a $r_3 [m]$ je poloměr na výstupu z kanálku. Poté pro tlak na vstupu platí, že:

$$p_1 = \frac{1}{2} \rho \omega^2 r_1^2 + konst. \quad (1.20)$$

Vyjádřením získáme

$$konst. = p_1 - \frac{1}{2} \rho \omega^2 r_1^2 . \quad (1.21)$$

V ose rotace má parabola své minimum, tedy při průchodu oleje touto oblastí výrazně klesá tlak. Takovéto chování je značnou komplikací a může způsobit problémy v dodávkách oleje k ojnicím ložiskům a vzniku vzduchových bublin v oleji. Aby se riziko snížilo, „I“ kanálek se obvykle vrtá diagonálně a neprotíná osu rotace, tedy $r \neq 0$. [17]

Pro tlak v obecném místě kanálku platí

$$p = p_1 + \frac{1}{2}\rho\omega^2(r^2 - r_1^2) . \quad (1.22)$$

Při integraci (1.17) v mezích od r_1 do r_2

$$\int_{p_1}^{p_2} dp = \int_{r_1}^{r_2} \rho r \omega^2 dr \quad (1.23)$$

dostaneme tvar rovnice pro Δp [Pa], což je tlakový rozdíl mezi minimálním poloměrem r_2 [m] a poloměrem na vstupu do kanálku r_1 [m]

$$\Delta p = \frac{1}{2}\rho\omega^2(r_2^2 - r_1^2) . \quad (1.24)$$

2.1.2 Zážehový motor 1,2 l/77 kW TSI

Tab. 2.2: Technické údaje CBZB [15]

kód motoru	CBZB
konstrukce	řadový motor
počet válců	4
ventilů na válec	2
obsah	1197 cm ³
vrtání	71 mm
zdvih	75,6 mm
kompresní poměr	10:1
max. výkon	77 kW při 5000 min ⁻¹
max. krouticí moment	175 Nm při 1500-3500 min ⁻¹
řídící jednotka	Continental Simos 10.1
palivo	bezolovnatý benzin okt. č. 95
úprava výfukových plynů	třícestný katalyzátor; lineární lambdasonda před katalyzátorem; skoková lambdasonda za katalyzátorem
emisní norma	EU5

Olejové čerpadlo

I zde je použito čerpadlo duocentric, které je však umístěno pod blokem válců a je poháněno bezúdržbovým ozubeným řetězem od klikového hřídele. [15]

Regulace tlaku v olejové soustavě

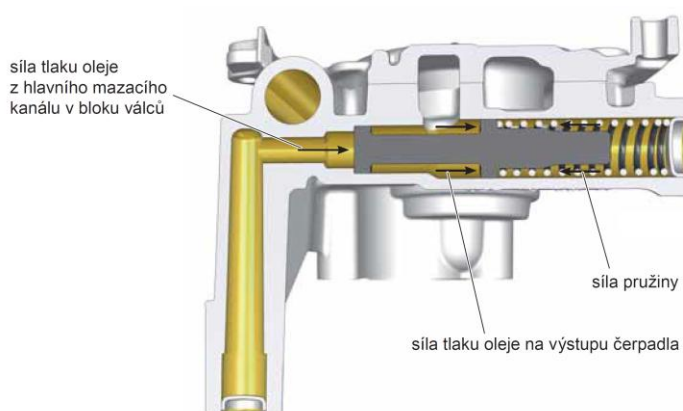
Regulovat tlak je možné díky dvoupístkovému šoupátku s pružinou. Na šoupátko působí tři síly [15]:

- síla pružiny,
- síla vyvozená tlakem oleje na výstupu z čerpadla,
- síla vyvozená tlakem oleje v hlavním mazacím kanálu v bloku válců.

Díky tomuto systému je regulace prakticky nezávislá na stupni zanesení olejového filtru.



Obr. 2.2: Umístění čerpadla duocentric [15]



Obr. 2.3: Řez mechanismem regulace [15]

Olejoový filtr – Spin-on patronový



Obr. 2.4: Umístění filtru [15]

V tomto motoru se olejový filtr nachází na držáku alternátoru a je k němu velice dobrý přístup. Filtr je vybaven systémem zajišťujícím odtok oleje z prostoru filtru při jeho výměně. Toto řešení zamezuje vytečení oleje na vnější plochy motoru pod filtrem. [15]

Chladič oleje – lamelový

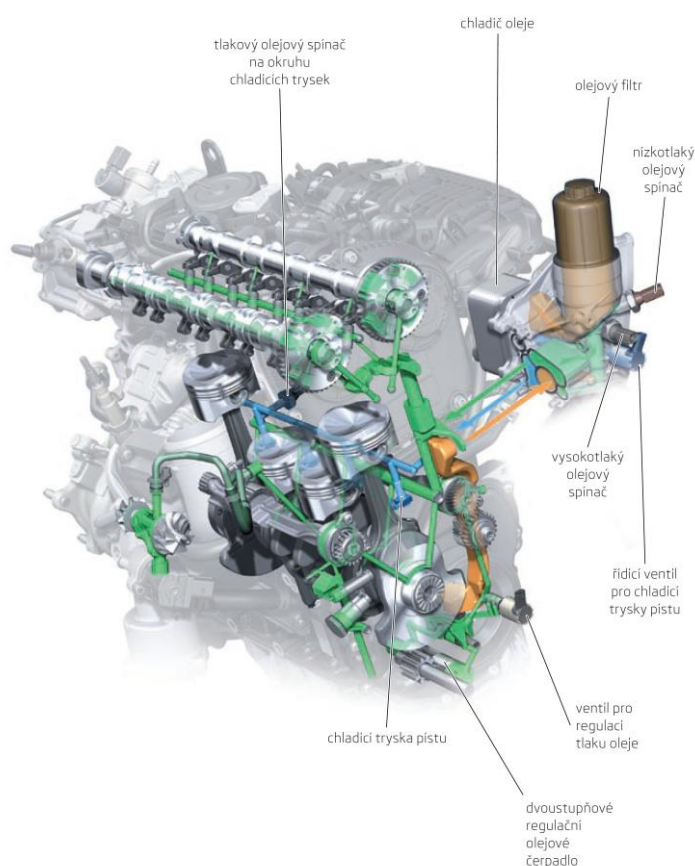
Stejně jako olejový filtr je i chladič oleje upevněn na držáku alternátoru. Chladicí kapalina je do něho přivedena kanálem z hlavy válců. Odvod je realizován hadicí. [15]

2.1.3 Zážehový motor 1,8 l/132 kW TFSI

Tab. 2.3: Technické údaje EA888 [15]

konstrukční řada	EA888
konstrukce	řadový motor
počet válců	4
obsah	1798 cm ³
vrtání	82,5 mm
zdvih	84,2 mm
kompresní poměr	9,6:1
max. výkon	132 kW při 5100-6200 min ⁻¹
max. krouticí moment	250 Nm při 1250-5000 min ⁻¹
plnění	elektronicky řízené kombinované vstřikování paliva
Technika ventilů sání	nepřetržité nastavování sacího vačkového hřídele
Technika ventilů výfuku	nepřetržité nastavování výfukového vačkového hřídele; AVS systém – dvoustupňové přepínání zdvihu výfukových ventilů
zapalování	elektronické zapalování
mazání	tlakové oběžné s plnopřetokovým čističem oleje
palivo	bezolovnatý benzin okt. č. 95
hmotnost motoru	134 kg
emisní norma	EU6

Olejevý systém motoru



Obr. 2.5: Olejový systém motoru 1,8 l/132 kW TFSI [15]

Změny v olejovém systému [15]:

- optimalizace tlakových kanálů (snížení tlakových ztrát),
- zvětšení rozsahu otáček v nízkém tlakovém stupni,
- snížení tlaku oleje v nízkém tlakovém stupni,
- zapínatelný okruh chlazení pístů.

Kontrola olejového systému [15]:

- nízkotlakým olejovým spínačem,
- vysokotlakým olejovým spínačem,
- olejovým spínačem v okruhu chladicích trysek.

Regulační dvoustupňové olejové čerpadlo



Obr. 2.6: Průhled dvoustupňovým čerpadlem [15]

Změnou dopravovaného množství oleje je udržována úroveň tlaku v rozmezí 1,2 až 2,1 bar, a to až do 4500 min⁻¹. Nad tuto mez se zvýší tlak oleje na cca 3,5 až 4 bary. [15]

Změny oproti starší verzi [15]:

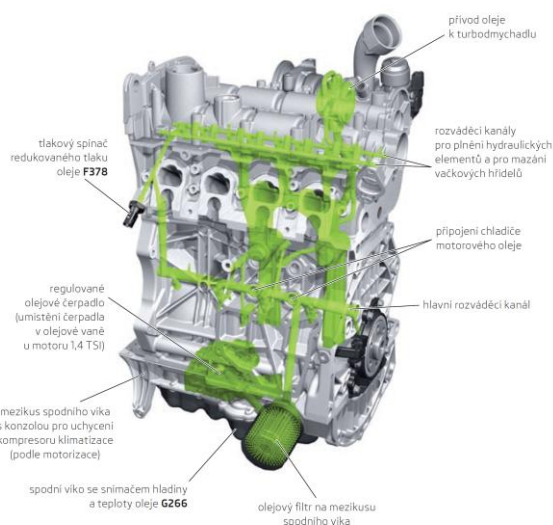
- upravený převod čerpadla ($i=0,96$),
- vylepšená konstrukce hydraulické regulace uvnitř čerpadla, která přispívá k přesnější regulaci tlaku v olejovém systému.

2.1.4 Zážehové motory řady EA211

Tab. 2.4: Technické údaje EA211 [15]

kód motoru	CHYB	CJZA	CHPA	CWVA
konstrukce	řadový motor	řadový motor	řadový motor	řadový motor
počet válců	3	4	4	4
obsah	999 cm ³	1197 cm ³	1395 cm ³	1598 cm ³
vrtání	74,5 mm	71 mm	74,5 mm	76,5 mm
zdvih	76,4 mm	75,6 mm	80,0 mm	86,9 mm
kompresní poměr	10,5:1	10,5:1	10,5:1	10,5:1
max. výkon	55 kW při 6200 min ⁻¹	77 kW při 4500-5500 min ⁻¹	103 kW při 4500-6000 min ⁻¹	81 kW při 5800 min ⁻¹
max. krouticí moment	95 Nm při 3000-4300 min ⁻¹	175 Nm při 1400-4000 min ⁻¹	250 Nm při 1500-3500 min ⁻¹	155 Nm při 3800-4000 min ⁻¹
plnění	elektronicky řízené nepřímé vstřikování paliva	elektronicky řízené přímé vstřikování paliva	elektronicky řízené přímé vstřikování paliva	elektronicky řízené nepřímé vstřikování paliva
mazání	tlakové oběžné s plnopřetokovým čističem oleje			
palivo	bezolovnatý benzin okt. č. 95			
emisní norma	EU5	EU5	EU5	EU5

Olejevý systém motoru



Rozvod k následujícím místům [15]:

- ke všem ložiskům,
- k chladicím tryskám pro ostřík pístů,
- k ventilovému rozvodu,
- k turbodmychadlu,
- k olejovému filtru,
- k chladiči oleje.

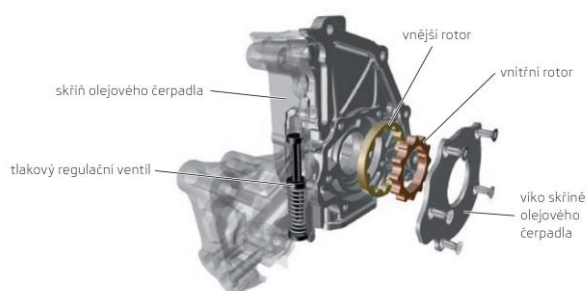
Obr. 2.7: Olejevý systém motoru řady EA211 [15]

Olejeová čerpadla

Použité olejové čerpadlo se liší v závislosti na motorizaci [15]:

- olejové čerpadlo duocentric umístěné na boku bloku motoru (1,0 l, 1,6 l MPI a 1,2 l TSI)
- dvoustupňové olejové čerpadlo umístěné ve spodním víku motoru (1,4 l TSI)

Jednostupňové olejové duocentrické čerpadlo



Obr. 2.8: Jednostupňové duocentrické čerpadlo [15]

Vnitřní rotor čerpadla je přímo spojen s přední částí klikového hřídele. Regulace tlaku je zajištěna regulačním ventilem. Hodnota je téměř konstantní, cca 3,5 bar. [15]

Dvoustupňové olejové čerpadlo



Obr. 2.9: Řez dvoustupňovým čerpadlem [15]

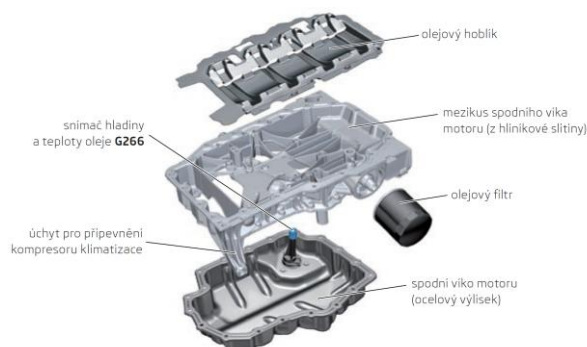
Jedná se o čerpadlo s vnějším ozubením, při čemž hnané kolo je axiálně posuvné. Čerpané množství a hodnota tlaku v olejovém okruhu se mění v závislosti na šířce záběru ozubených kol. [15]

Konstrukce spodního víka motoru

Spodní víko motoru 1,2 l TSI



Spodní víko motoru 1,4 l TSI



Obr. 2.10: Konstrukce spodního víka motoru [15]

Motory řady EA211 sdílí jeden druh výměnného olejového filtru, který obsahuje membránový ventil pro zamezení zpětného vytékání oleje při zastavení motoru. [15]

Spodní víko motoru je tvořeno jedním kusem hliníkového odlitku (1,0 l MPI a 1,2 l TSI), případně tvoří spodní víko dva díly, horní mezikus z hliníkové slitiny a spodní víko motoru z ocelového plechu. V obou variantách se vyskytuje plastový díl zvaný olejový hoblík, který odlučuje olej z prostoru klikové skříně. [15]

2.1.5 Vznětový motor 1,4 l/77 kW TDI

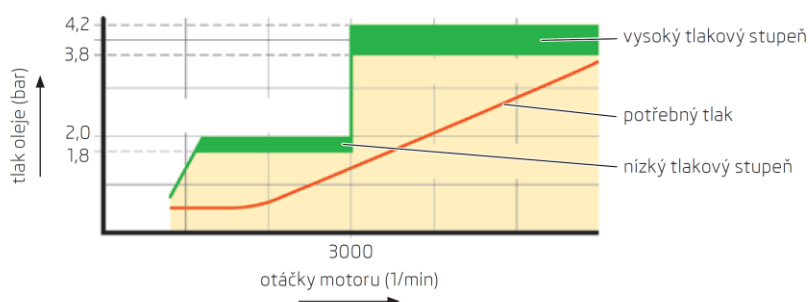
Tab. 2.5: Technické údaje CUTA [15]

kód motoru	CUTA
konstrukce	řadový motor
počet válců	3
obsah	1422 cm ³
vrtání	79,5 mm
zdvih	95,5 mm
kompresní poměr	16,2:1
max. výkon	77 kW při 3500-3750 min ⁻¹
max. krouticí moment	250 Nm při 1750-2500 min ⁻¹
plnění	elektronicky řízené vysokotlaké vstřikování systémem common-rail
mazání	tlakové oběžné s plnoprůtokovým čističem oleje
palivo	bezolovnatý benzin okt. č. 95
emisní norma	EU6

Olejový systém motoru

Regulace tlaku oleje (přechod mezi dvěma stupni při otáčkách 3000 min⁻¹) [15]:

- první stupeň (1,8-2,0 bar),
- druhý stupeň (3,8-4,2 bar).



Obr. 2.11: Schéma dvoustupňové regulace [15]

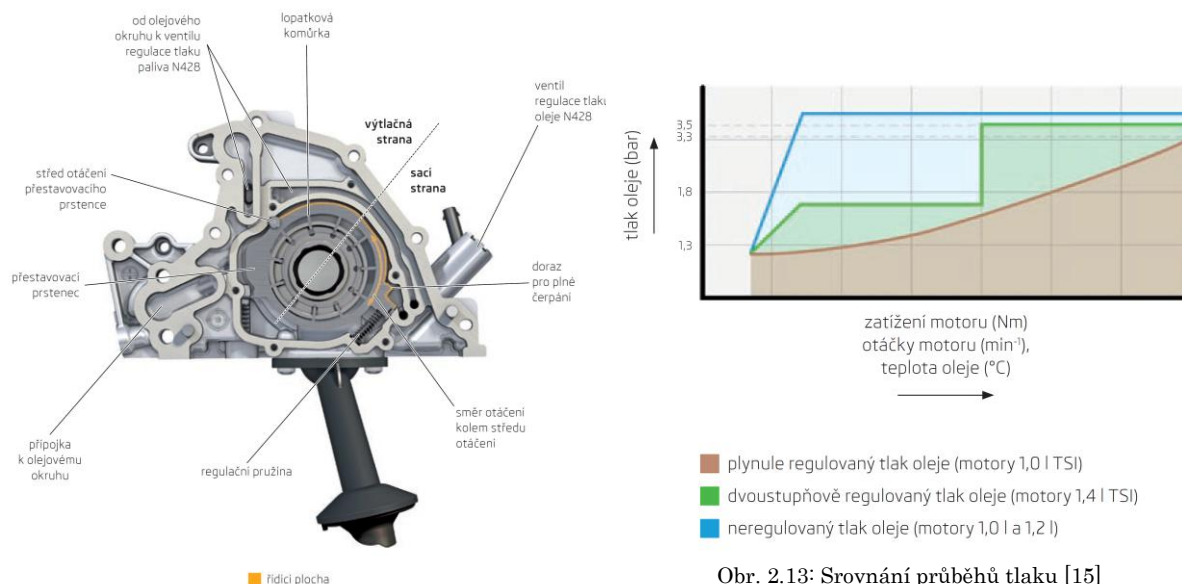
2.1.6 Zážehový motor 1,0 l/85 kW TSI

Tab. 2.6: Technické údaje CHZD [15]

kód motoru	CHZD
konstrukce	řadový motor
počet válců	3
obsah	999 cm ³
vrtání	74,5 mm
zdvih	76,4 mm
kompresní poměr	10,5:1
max. výkon	85 kW při 5000-5500 min ⁻¹
max. krouticí moment	200 Nm při 2000-3500 min ⁻¹
plnění	elektronicky řízené přímé vstřikování paliva
mazání	tlakové oběžné s plnoprůtokovým čističem oleje
palivo	motorová nafta
emisní norma	EU6

Olejové čerpadlo s lopatkovými komůrkami

V zážehovém motoru 1,0 l/85 kW TSI se využívá systému plynulé regulace tlaku oleje, které je docíleno zvětšením či zmenšením prostorů mezi lopatkovými komůrkami na sací a výtlačné straně. Hodnoty tlaku se mění v rozmezí 1,3 až 3,3 bar v závislosti na zatížení, otáčkách a teplotě oleje. [15]



Obr. 2.12: Čerpadlo s lopatkovými komůrkami [15]

Obr. 2.13: Srovnání průběhů tlaku [15]

Spouštění motoru [15]:

- Ventil regulace tlaku oleje N428 je aktivován řídicí jednotkou motoru pomocí signálu s modulací šířkou impulsu.
- Protože na řídicí plochu ještě nepůsobí tlak oleje, stlačí regulační pružina přestavovací prstenec proti směru hodinových ručiček proti dorazu pro plné čerpání.
- Prostory mezi lopatkovými komůrkami na sací a výtlačné straně jsou maximálně otevřené.
- Olejové čerpadlo čerpá do olejového okruhu při příslušných otáčkách motoru maximální množství oleje.

Běh motoru

Při běhu motoru je ventil regulace tlaku oleje N428 aktivován signálem s pulzně šířkovou modulací (PWM) a uvolňuje příslušný průřez pro přítok oleje z olejového okruhu. Úměrně k tomu se otáčí přestavovací prstenec. [15]

Snížení množství čerpaného oleje a tlaku oleje [15]:

- Ventil regulace tlaku oleje N428 je aktivován řídicí jednotkou motoru, uvolní se velký průřez k řídicí ploše přestavovacího prstence.
- Tlak oleje působí na řídicí plochu.
- Přestavovací prstenec se pootočí ve směru hodinových ručiček do středu olejového čerpadla s lopatkovými komůrkami a do olejového okruhu se čerpá méně oleje.

Zvýšení množství čerpaného oleje a tlaku oleje [15]:

- Ventil regulace tlaku oleje N428 je aktivován řídicí jednotkou motoru, průřez se zmenší.
- Na řídicí plochu působí nižší tlak oleje.
- Přestavovací prstenec se pootočí proti směru hodinových ručiček směrem k dorazu pro plné čerpání.

Snímač tlaku oleje G10

Tento snímač nepřetržitě měří tlak oleje a zasílá ho pomocí datového protokolu řídicí jednotce motoru. Je umístěn v hlavě válců na straně ozubeného řemenu pod sacím potrubím. V případě výpadku signálu určuje řídicí jednotka motoru výpočtem náhradní signál s pulzně šířkovou modulací (PWM). [15]

Ventil regulace tlaku oleje N428

Jedná se o hydraulický 3/2 cestný ventil, který je aktivován řídicí jednotkou motoru. Dle aktivace je uvolněn určitý průřez směrem k řídicímu kanálu v olejovém čerpadle s lopatkovými komůrkami. Olej je přiveden k řídicí ploše přestavovacího prstence, ten změni svoji pozici a tím se mění množství čerpaného oleje. Pokud by došlo k výpadku, je průřez mechanicky otevřený nebo uzavřený v závislosti na tlaku oleje. [15]

2.2 Oleje používané ve ŠKODA AUTO a.s.

Základní vlastnosti motorových olejů a jejich třídění bylo zmíněno v kapitole 1.3. Zde bude uvedeno několik zástupců olejů používaných ve ŠKODA AUTO a.s. včetně technických vlastností od výrobců. [6], [16]

2.2.1 Shell Helix Ultra Professional AV-L (VW 504/507) 0W-30

Tab. 2.7: Technické vlastnosti oleje Shell Helix Ultra Professional AV-L 0W-30 [16]

Properties			Method	Shell Helix Ultra Professional AV-L 0W-30
Kinematic Viscosity	@100°C	cSt	ASTM D445	11.90
Kinematic Viscosity	@40°C	cSt	ASTM D445	58.70
Viscosity Index			ASTM D2270	204
MRV Viscosity	@-40°C	cP	ASTM D4684	18 900
Density		Kg/m ³	ASTM D4052	838.0
Flash Point		°C	ASTM D92	226
Pour Point		°C	ASTM D97	-51

These characteristics are typical of current production. Whilst future production will conform to Shell's specification, variations in these characteristics may occur.

2.2.2 Shell Helix Ultra Professional AV-L (VW 508/509) 0W-20

Tab. 2.8: Technické vlastnosti oleje Shell Helix Ultra Professional AV-L 0W-20 [16]

Properties			Method	Shell Helix Ultra Professional AV-L 0W-20
Kinematic Viscosity	@100°C	cSt	ASTM D445	7.80
Kinematic Viscosity	@40°C	cSt	ASTM D445	38.40
Viscosity Index			ASTM D2270	181
MRV Viscosity	@-40°C	cP	ASTM D4684	10 000
Density		Kg/m ³	ASTM D4052	832.2
Flash Point		°C	ASTM D92	228
Pour Point		°C	ASTM D97	-42

These characteristics are typical of current production. Whilst future production will conform to Shell's specification, variations in these characteristics may occur.

2.2.3 Shell Helix Ultra Professional AV-L (VW 504/507) 5W-30

Tab. 2.9: Technické vlastnosti oleje Shell Helix Ultra Professional AV-L 5W-30 [16]

Properties			Method	Shell Helix Ultra Professional AV-L 5W-30
Kinematic Viscosity	@100°C	cSt	ASTM D445	12.2
Kinematic Viscosity	@40°C	cSt	ASTM D445	74.0
Viscosity Index			ASTM D2270	159
MRV	@-35°C	cP	ASTM D4684	17000
Density	@15°C	Kg/m ³	ASTM D4052	848
Flash Point		°C	ASTM D92	240
Pour Point		°C	ASTM D97	-48

These characteristics are typical of current production. Whilst future production will conform to Shell's specification, variations in these characteristics may occur.

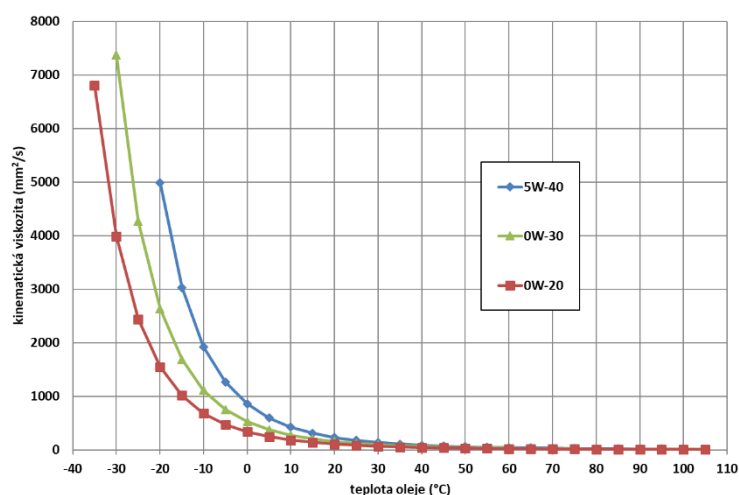
2.2.4 Shell Helix Ultra (VW 502/505) 5W-40

Tab. 2.10: Technické vlastnosti oleje Shell Helix Ultra 5W-40 [16]

Properties			Method	Shell Helix Ultra 5W-40
Kinematic Viscosity	@40°C	cSt	ASTM D445	75.7
Kinematic Viscosity	@100°C	cSt	ASTM D445	12.8
Viscosity Index			ASTM D2270	170
Dynamic Viscosity	@-30°C	cP	ASTM D5293	6400
MRV	@-35°C	cP	ASTM D4684	17700
Density	@15°C	kg/m ³	ASTM D4052	843
Flash Point		°C	ASTM D92	235
Pour Point		°C	ASTM D97	-36

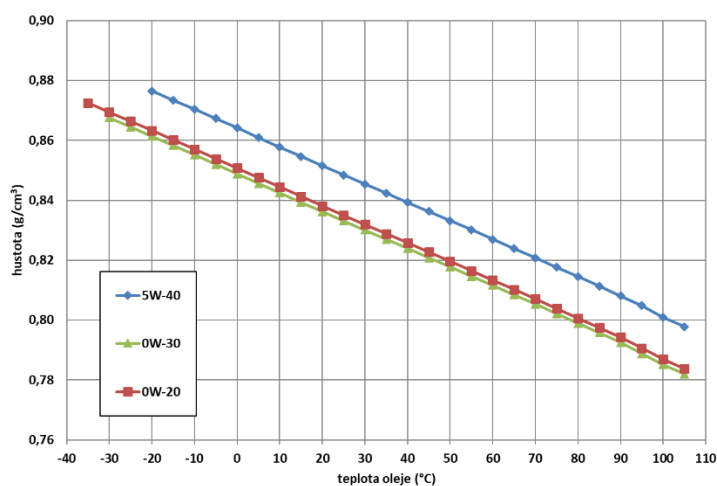
These characteristics are typical of current production. Whilst future production will conform to Shell's specification, variations in these characteristics may occur.

2.2.5 Vlastnosti vybraných olejů



Obr. 2.14: Závislost kin. viskozity na teplotě pro vybrané oleje [6]

Na obr. 2.14 lze vidět závislost kinematické viskozity na teplotě pro vybrané motorové oleje. Hodnoty kinematické viskozity prudce klesají se zvyšující se teplotou a v oblasti kladných teplot se drží pod hranicí 1000 $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$. [6]



Obr. 2.15: Závislost hustoty na teplotě pro vybrané oleje [6]

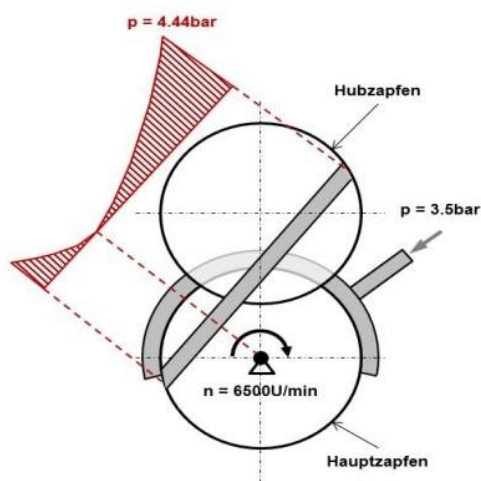
Obr. 2.15 popisuje závislost hustoty vybraných motorových olejů na teplotě. Hodnoty hustoty oleje lineárně klesají se zvyšující se teplotou. [6]

2.3 Pozorování a provedené experimenty ve ŠKODA AUTO a.s.

ŠKODA AUTO a.s. vidí velký potenciál v oblasti olejového systému motoru, neboť úpravami v tomto odvětví lze docílit snížení emisí CO₂ a mechanických ztrát.

Současné motory firmy ŠKODA AUTO a.s. využívají modernizovaný olejový systém (viz kapitolu 2.1). Změny oproti starším verzím nastaly především v použití olejového čerpadla lopatkového typu s možností plynulé regulace tlaku a průtoku oleje, dále došlo k úpravám filtračního a chladicího systému a bylo optimalizováno řízení vačkových hřídelů a chlazení pístů. Aby mohlo dojít k dalším vylepšením, je zapotřebí danou problematiku pozorovat a provádět experimentální měření při simulaci reálného provozu. [6], [15]

2.3.1 Porovnání teoretického chování oleje v olejovém kanálku s reálným chováním



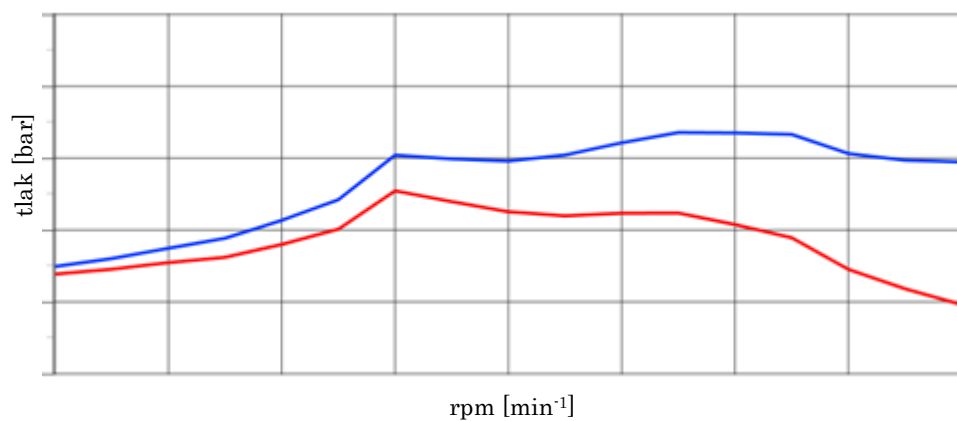
Teoretické chování již bylo popsáno v oddílu 1.4.3, pro připomenutí: relativní tlak v kanálku se mění především v závislosti na druhé mocnině vzdálenosti od osy rotace, poté na hustotě oleje a na druhé mocnině úhlové rychlosti viz obr. 2.16. Přičemž jsme uvažovali pro zjednodušení konstantní hustotu a úhlovou rychlost. [17]

Obr. 2.16: Teoretický průběh tlaku v kanálku [17]

V reálném provozu však závisí toto chování na mnoha proměnných (např. typ použitého oleje a jeho změny vlastností s měnící se teplotou a tlakem, dynamické změny otáček motoru, aj.). Tímto vznikají nežádoucí jevy např. vznik vzduchových bublin v oleji, různé oscilace apod. Z tohoto důvodu se reálné chování liší od teoretického a cílem experimentálního měření je zmapovat reálné fungování a úpravami dojít ke zdokonalení olejového systému. [9], [10], [18]

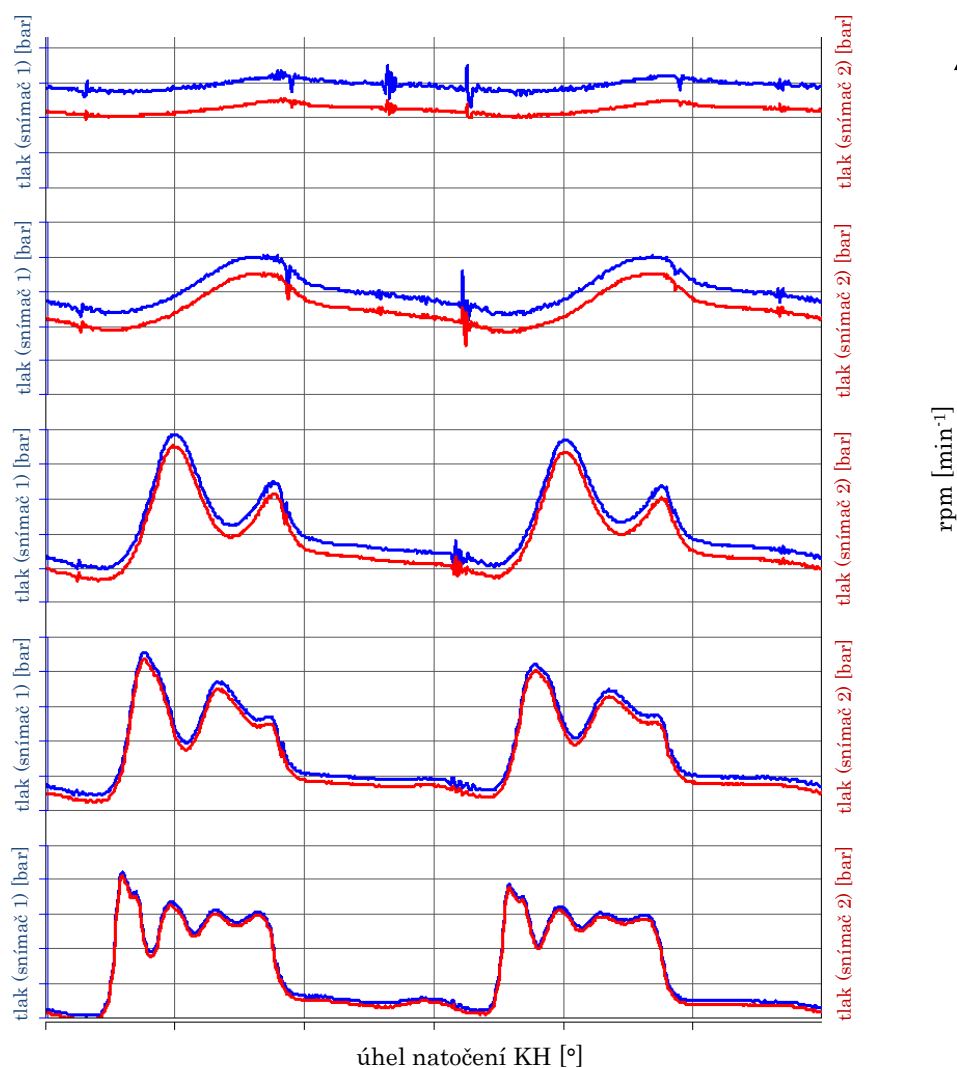
2.3.2 Výsledky měření

Na obr. 2.17 lze vidět hodnoty tlaku závislé na otáčkách motoru. Hodnoty byly měřeny ve dvou místech po délce „I“ kanálku v hřídeli. Modrá křivka odpovídá vzdálenějšímu snímači od osy rotace a červená bližšímu. Jelikož měření probíhalo ve vývojové fázi, musí být výsledné grafy upraveny tak, že nelze uvést absolutní hodnoty, ale jsou zachovány pouze charakteristiky křivek. [6]



Obr. 2.17: Změřený průběh tlaku v kanálku [6]

Obr. 2.18 zobrazuje postupné ustálení hodnot tlaku se zvyšujícími se otáčkami. K napájení „I“ kanálku totiž nedochází neustále (viz oddíl 1.4.2), což má za následek výrazné kolísání tlaku v oblasti nižších otáček. [6]



Obr. 2.18: Průběhy tlaku vzhledem k natočení hřídele [6]

2.4 Experimenty konkurenčních značek a univerzit

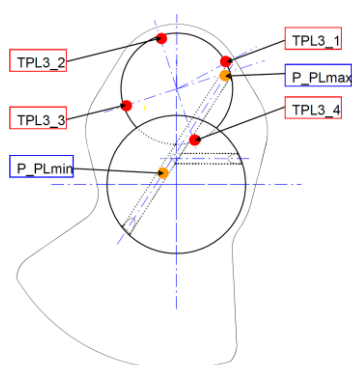
V rámci pozorování ve zmíněné oblasti je zapotřebí nejen provádět vlastní experimenty, ale podrobně studovat i již provedená měření v konkurenčních firmách, případně jiných organizacích, které se zabývají danou problematikou. Studium cizích experimentů a jejich výsledků můžeme dojít k inspiraci, případně se vyvarovat chybám a špatným rozhodnutím při tvorbě vlastního návrhu.

2.4.1 Optimalizace přívodu oleje do hlavních a ojnicích ložisek (AUDI)

Automobilka Audi, jež patří do koncernu VW Group, provedla experiment zabývající se optimalizací olejového systému za účelem snížení mechanických ztrát a snížení emisí CO_2 . Dle [17] má v benzínovém motoru olejové čerpadlo až 7% podíl na celkovém tření, klikový hřídel dokonce 30%.

V případě olejového čerpadla vidí [17] velký potenciál v plynulé regulaci tlaku a snížení čerpaného množství oleje na nezbytné minimum. Dále podrobná znalost tlaku oleje v hlavních a ojnicích ložiscích včetně kanálků v hřídeli je rovněž důležitá.

Podmínky testu a konstrukční řešení

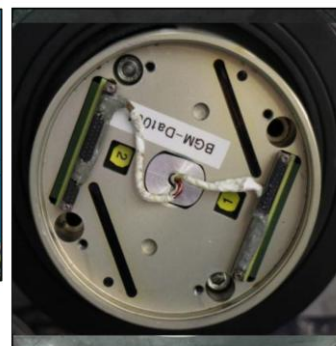
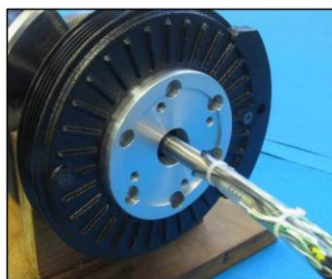


Obr. 2.19: Umístění snímačů [17]

Pro dva typy kanálků („I“ a „Y“) bylo provedeno měření tlaku a teploty. Z obr. 2.19 je patrné rozmístění tlakových a teplotních snímačů. Lze si všimnout, že bylo použito dvou snímačů tlaku, přičemž první je umístěn nejbližší k ose rotace, tedy v místě, kde je dle teoretického chování očekáván nejnižší tlak. Druhý snímač měří tlak na konci kanálku, kde je očekáván nejvyšší. Příklad reálného umístění snímače v klikovém hřídeli je vidět na obr. 2.20. Kabely jsou od snímačů vedeny středem dutého hřídele k telemetrii na volném konci, viz obr. 2.21. [17]

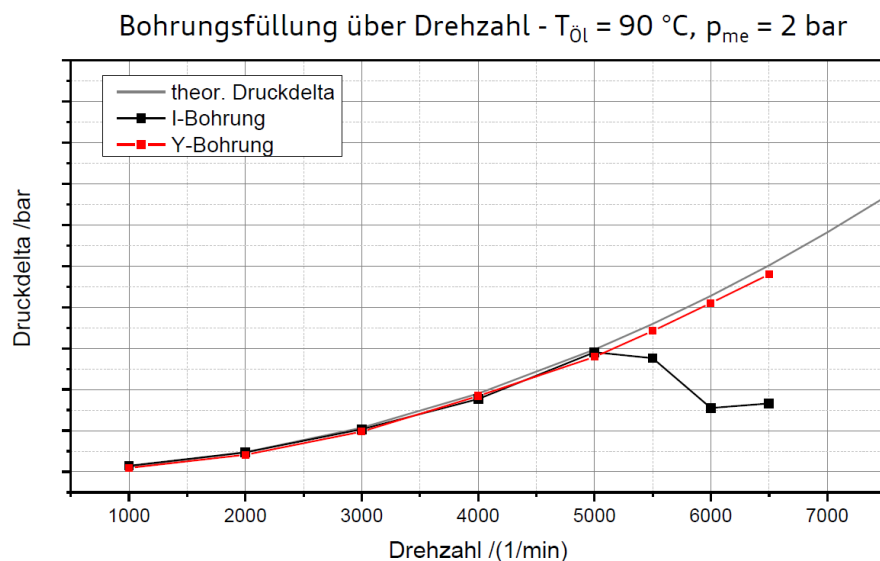


Obr. 2.20: Příklad reálného umístění snímače [17]



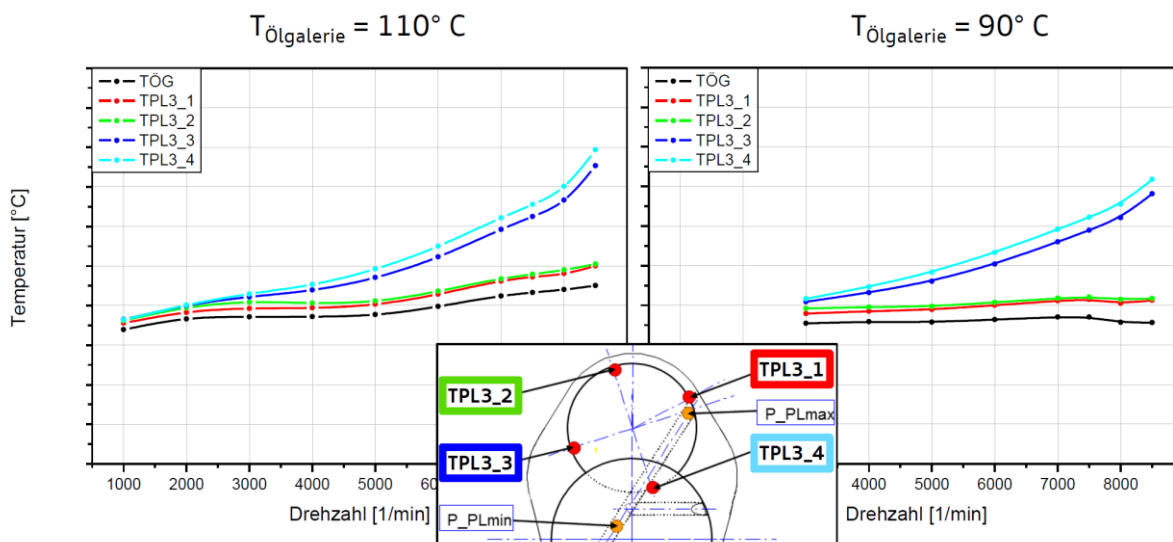
Obr. 2.21: Telemetrický systém [17]

Výsledky měření



Obr. 2.22: Průběhy tlaku v závislosti na otáčkách (AUDI) [17]

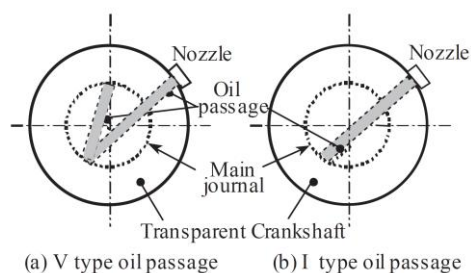
Pleuellagertemperaturen über der Motordrehzahl



Obr. 2.23: Naměřené teploty (AUDI) [17]

Z obr. 2.22 lze vyčíst, že průběh tlaku odpovídá teoretickému předpokladu až do otáček 5000 min^{-1} . Poté dojde u „I“ kanálku k výraznému poklesu, zatímco u „Y“ dochází jen k nepatrnému vychýlení. Na obr. 2.23 můžeme vidět průběhy teplot v závislosti na otáčkách. V místech TPL3_3 a TPL3_4 dochází k nárůstu teplot, kdežto TPL3_1 a TPL3_2 zůstávají téměř konstantní. [17]

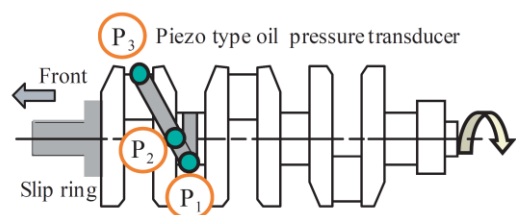
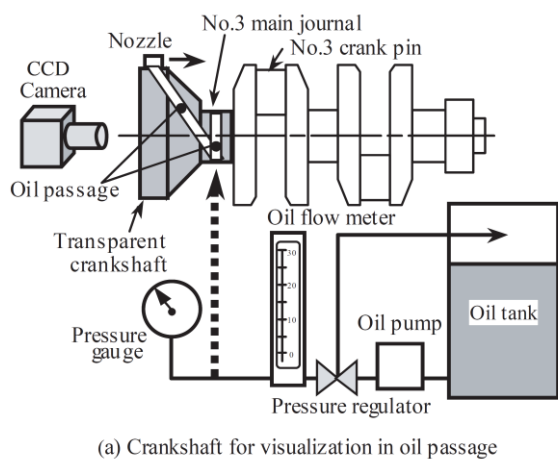
2.4.2 Vizualizace a měření průtoku oleje v průhledném kanálku klikového hřídele (TOYOTA)



Obr. 2.24: Schéma použitých typů kanálku [18]

Automobilka TOYOTA provedla experiment, ve kterém zkoumala chování oleje při průtoku kanálky typu „I“ a „V“ viz obr. 2.24. Kromě měření tlaku bylo využito i CCD kamery pro vizuální pozorování kanálků. Následně byl proveden model kombinující výpočet elastohydrodynamického mazání s rovnicí toku vzhledem k tvorbě vzduchových bublin. [18]

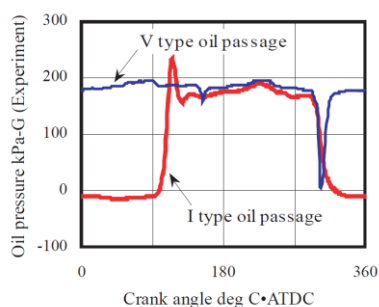
Podmínky testu a konstrukční řešení



Obr. 2.25: Konstrukční řešení (TOYOTA) [18]

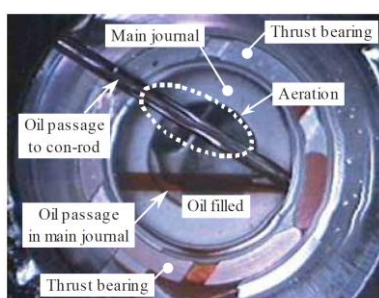
Pro potřeby experimentu byl použit sériově vyráběný motor o objemu 1600 cm³. Aby bylo možné vizuálně pozorovat průtok oleje kanálkem, byly odstraněny součásti týkající se prvního i druhého válce, tedy motor byl v chodu jen na třetí a čtvrtý válec. Na místo hlavního ložiska č. 3 byla vsazena náhrada z průhledné akrylové pryskyřice. CCD kamera byla umístěna k přední části motoru, aby pozorovala kanálek v průhledné náhradě části klikového hřídele. Řešení lze vidět na obr. 2.25. Na konec kanálku byla přimontována ekvivalentní tryska o průměru 1 mm, která odpovídá vůli ojnicního ložiska. Test probíhal při teplotě oleje cca 30 °C pro otáčky 1000, 1800 a 3000 min⁻¹. [18]

Výsledky měření



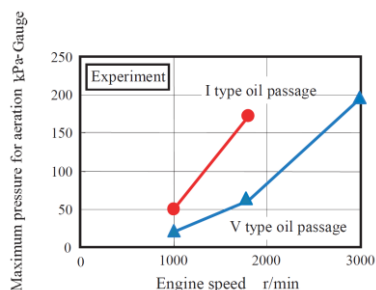
Obr. 2.26: Změřené tlaky vzhledem k natočení hřídele [18]

Na obr. 2.26 lze vidět průběhy tlaku v obou typech kanálků vzhledem k natočení klikového hřídele. Pro „V“ kanálek platí téměř konstantní průběh, zatímco u „I“ kanálku dochází k výrazným poklesům. Dále byl pozorován nižší průtok kanálkem pro typ „I“. Závěrem tedy je, že výběr typu kanálku výrazně ovlivňuje dodávku oleje. [18]



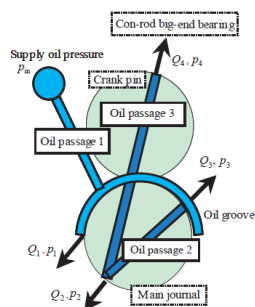
Obr. 2.27: Pozorování tvorby
bublin v kanálku [18]

Obr. 2.27 zobrazuje tvorbu bublin v kanálku poblíž osy rotace při snížení přiváděného tlaku. Když byl tlak ještě více snížen, došlo k selhání systému a následně nebyl pozorován žádný olej v kanálku. Tlaky, při kterých došlo k zavzdušnění obou typů, lze vidět na obr. 2.28. [18]



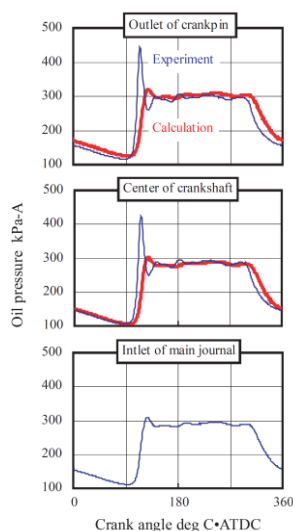
Obr. 2.28: Porovnání tlaků při zavzdušnění [18]

K zavzdušnění došlo v kanálku typu „I“ při vyšším přívodním tlaku než v typu „V“. Zdá se, že důvodem je rozdíl v průtoku oleje, který je způsoben existencí průchozího kanálku skrz hlavní čep („V“ typ). [18]



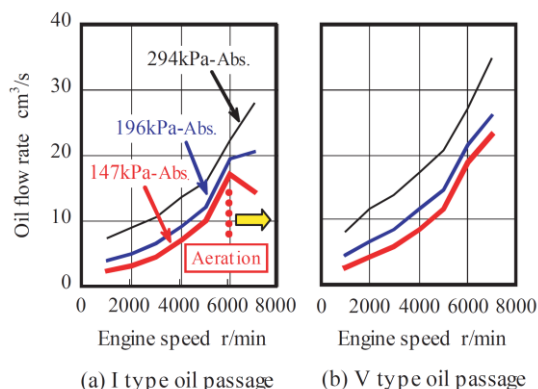
Obr. 2.29: Výpočet kanálku [18]

Pro porovnání s experimentem byl proveden výpočet, viz obr. 2.29. Kombinovaný model se nazývá „Lubrication System Model“. S použitím tohoto modelu byla nejprve vypočtena průtoková rychlost oleje pro rozsah napájecích tlaků pro ložiska s konstantními rozměry, aby se vytvořila databáze průtokových rychlostí oleje. Potom byl vypočítán průtok oleje skrz každý z olejových kanálů, následovaný podmínkami dodávky oleje, kombinací vytvořené databáze s modelem olejového průchodu. [18]



Obr. 2.30 zobrazuje výsledky modelu pro „I“ kanálek při 1800 min^{-1} . Zdá se, že průběh tlaku oleje vypočtený pro každou polohu pomocí modelu dobře simuluje experimentální výsledky. Výjimkou je poloha, ve které tlak rychle stoupá, což odpovídá okamžiku, ve kterém se kanálek vyrovná s olejovou drážkou hlavního ložiska. [18]

Obr. 2.30: Porovnání výpočtového modelu s experimentem pro „I“ kanálek [18]



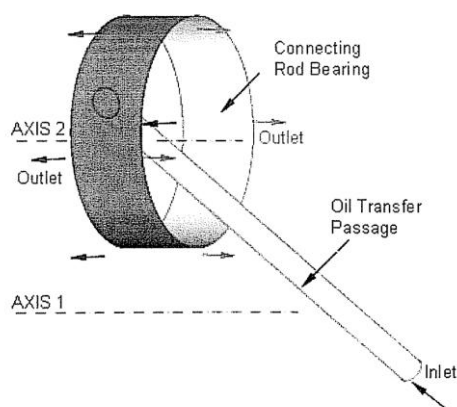
Obr. 2.31 ukazuje vypočtené průtoky oleje pro oba typy kanálků pro různé napájecí tlaky. Průtok oleje v olejovém kanálku typu „V“ se zvyšuje s otáčkami motoru pro všechny napájecí tlaky (147, 196 a 294 kPa - absolutní). Průtok typem „I“ však klesá při vysokých otáčkách $> 6000 \text{ min}^{-1}$ při napájecích tlacích nižších než 196 kPa. [18]

Obr. 2.31: Průtoky oleje pro oba typy kanálku [18]

2.4.3 Analýza poměrů v kanálku vzhledem k zavzdušnění a kavitaci (DaimlerChrysler Corp)

Společnost DaimlerChrysler Corp ve spolupráci s Oaklandskou Univerzitou v USA a Univerzitou Chongqing Jiaotong v Číně provedla teoretický výpočet s použitím metody CFD. Podrobně studovala mechanismy tvorby olejových par a kavitace v kanálku a dle vypočtených výsledků byla vytvořena mapa provozního rozsahu jako příkladný návod pro návrh systémů mazání motoru. [19]

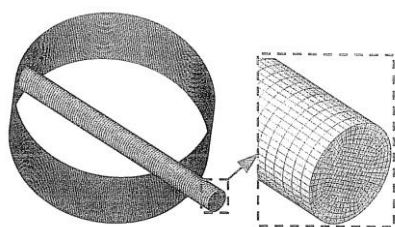
Podmínky testu



Obr. 2.32: Výpočtový model (Daimler) [19]

V této studii bylo použito pro vyhodnocení průtoku kanálkem CFD simulace, FLUENT verze 6.0. Aby byl výpočet přiměřeně jednoduchý, byly vynechány některé prvky (např. hlavní ložisko). Na obr. 2.32 tedy vidíme model pouze ojnicního ložiska a kanálku. Obr. 2.33 zobrazuje vytvořenou síť čítající přibližně 100 000 hexahedrálních prvků. Průměr čepu ložiska je asi 54 mm a tloušťka olejového filmu závisí na zatížení ložiska. Pro olejový film bylo použito 10 vrstev prvků ($1\ \mu\text{m}$ v nejtenčím místě).

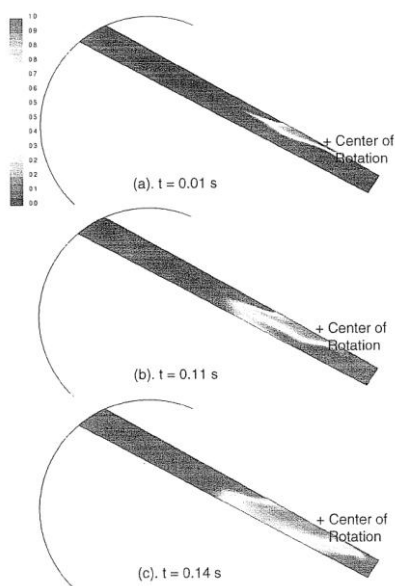
Dále se uvažovaly vlastnosti oleje SAE 5W-30. [19]



Obr. 2.33: Vytvořená síť modelu [19]

Jelikož nelze zanedbat vliv vzduchu, namísto Lagrangeova diskrétního modelu byl použit Eulerův přístup. Fyzicky se olejové páry a vzduchové bubliny nemusí vyskytovat současně, ale pokud ano, mohou se vzájemně ovlivňovat. Verze FLUENT 6.0 neumí simulovat tok olej - olejové páry - vzduch s kavitací. Proto byl simulován průtok olej - olejové páry a olej - vzduch individuálně. [19]

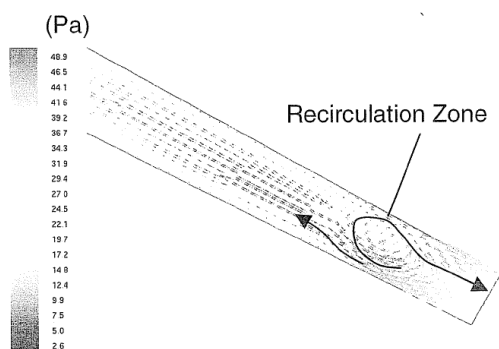
Výsledky měření



Obr. 2.34: Tvorba kavitačních bublin [19]

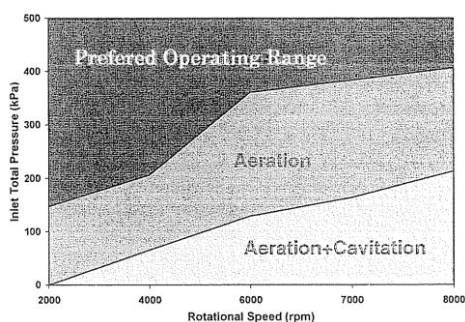
Při teplotě $120\ ^\circ\text{C}$ a $6000\ \text{min}^{-1}$ byl vytvořen model tvorby kavitačních bublin při snižujícím se tlaku. Dle obr. 2.34 se zdá, že kavitační bubliny se začínají tvořit poblíž stěny u nejkratší vzdálenosti kanálku od osy rotace. Se snižujícím se tlakem rostou, až mohou blokovat celý průřez. Zajímavé je, že kavitační zóna se rozkládá proti směru proudění poblíž horní stěny kanálku, zatímco po proudě poblíž spodní stěny viz obr. 2.35. Zdá se, že důvod lze přičítat nedostatečnému narušení laminárního toku. Bubliny tedy nepraskly okamžitě po opuštění kavitační zóny, avšak zhroutí se dříve, než by dosáhly výstupu z kanálku. [19]

Kdyby se nadále snižoval vstupní tlak, bubliny by zapříčinily selhání dodávky oleje. Z výsledků je patrné, že některé bubliny se mohou spojit ve větší a poté blokovat průřez kanálku. Např. když bubliny zabírají 70% průřezu, klesá průtok přibližně o 50%. [19]



Obr. 2.35: Detail na tvorbu kavitačních bublin [19]

[19] vzhledem k výsledkům a jejich diskusím tvrdí, že k přerušení dodávky oleje může dojít ve dvou případech. Buď je úroveň zavzdušnění extrémně nízká, potom je kavitace jediným možným důvodem a kritický tlak lze nalézt pro různé teploty, vstupní tlaky a rychlost otáček. Nebo je úroveň zavzdušnění významná a tvorba vzduchových bublin tak převládá, protože kritický tlak je obecně vyšší než u kavitace.



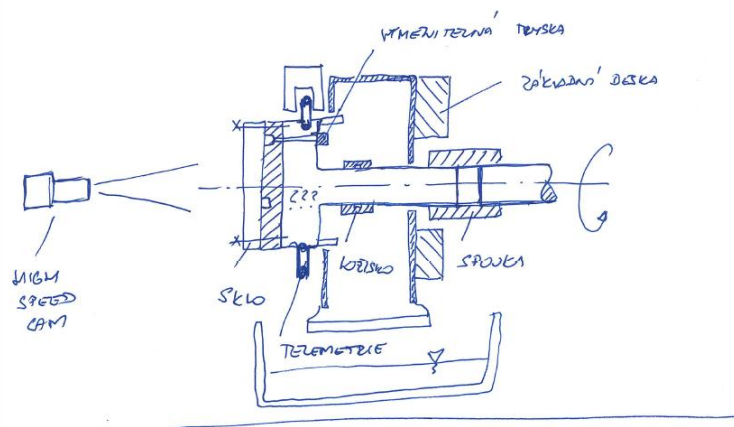
Obr. 2.36: Mapa podmínek tvorby kavitace a zavzdušnění [19]

Výsledkem práce [19] jsou podrobné mapy jako např. obr. 2.36, které mohou posloužit jako cenné vodítko při návrhu systémů mazání. Pro inženýra vývoje je jejich hlavním přínosem propracovaná předpověď tvorby kavitace nebo zavzdušnění oleje.

3 Vlastní návrh

3.1 Zadání a diskuse ke konstrukčnímu řešení

Součástí práce bylo navrhnout experimentální zařízení (přípravek) pro simulaci různých tvarů rotujícího mazacího kanálku s možností vizuálního sledování. Přípravek by měl zároveň umožnit měření tlaku a teploty v kanálku s přenosem signálu z rotující na statickou část. Rovněž by měl přípravek zohlednit napájení kanálku s různými typy hlavních ložisek a to tak, aby se parametry přiblížily reálné sestavě klikového mechanismu. Dle návrhu byly vytvořeny 3D modely v programu PTC Creo 4.0 M100 a také výkresová dokumentace základních částí.



Obr. 3.1: Schéma zadání zařízení [kresba vedoucího bakalářské práce]

Tvorbě návrhu předcházela jednoduchá kresba od vedoucího bakalářské práce (viz obr. 3.1). Na ní jsou patrné základní komponenty a jejich předběžné umístění.

Z levé strany: staticky uchycená vysokorychlostní kamera, dále vyměnitelná rotační součást (přikryta průhledným sklem a uchycena na hlavní hřídel), ve které bude vyroben pozorovaný kanálek (různé typy viz oddíl 1.4.2). Na jeho vyústění přijde namontovat vyměnitelná tryska. Při rotaci bude vlivem odstředivé síly docházet k rozstříku oleje, který je potřeba vést směrem dolů do olejové nádoby. K tomuto účelu poslouží plechový box (staticky upevněný k základní desce), jenž musí být dostatečně utěsněn v okolí rotujících dílů.

Kabely od snímačů teploty a tlaku je zapotřebí vést k rotující části telemetrického systému.

Pro přívod oleje bylo zapotřebí navrhnout komponentu věrohodně nahrazující reálné ložisko pro různé klikové hřídele.

Tato sestava bude připojena k elektromotoru pomocí spojky.

3.2 Popis pracovního prostoru a jeho parametry

3.2.1 Komponentní stav v laboratoři ŠKODA AUTO a.s.



Navržené experimentální zařízení bude provozováno v poskytnuté laboratoři ŠKODA AUTO a.s. (viz obr. 3.2). Komponentní stav je primárně určen pro experimenty zabývající se měřením součástí motoru (např. olejová čerpadla, ventily, řetězový převod aj.). Lože stolu umožňují vodorovný posuv pro optimální umístění experimentálního zařízení, v levé části stolu se nachází elektromotor. Napravo lze vidět přívody motorového oleje a chladicí kapaliny. Parametry shrnuje tab. 3.1. [6]

Obr. 3.2: Komponentní stav [6]

Tab. 3.1: Parametry komponentního stavu [6]

velikost pracovního stolu		1 m x 2,5 m
elektromotor	max. otáčky	$\pm 9500 \text{ min}^{-1}$
	moment	nastavitelný
	výkon	22 kW
motorový olej	ohřev/chlazení	20 - 150 °C
	max. průtok	100 l. min ⁻¹
	max. tlak	15 bar (pasivní) / 6 bar (aktivní)
chladicí kapalina	ohřev/chlazení	20 - 120 °C
	max. průtok	200 l. min ⁻¹
	max. tlak	2 bary (oba přívody)
ostatní	DSI systém	možno připojit (kontaminace vzduchu)
	LabView modely	možno použít
SW		NI LabView system, test control NI VeriStand
HW	kontrola	NI CompactRio
	měření	real-time NI PXI system AO, PWMO, PWMI, CAN, čítače, termočlánky, tenzometry, vysokorychlostní kamera, mikrofony

3.2.2 Poskytnuté komponenty

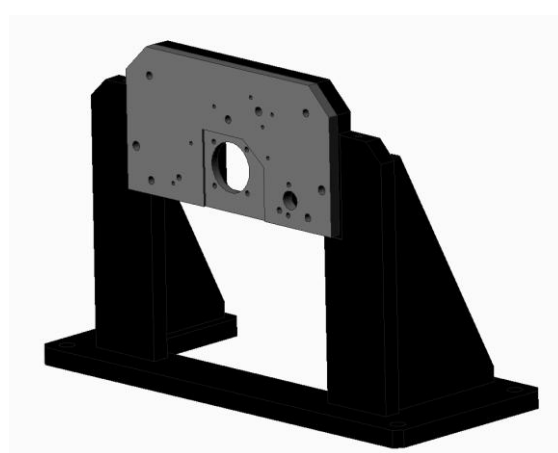
V současné době se na komponentním stavu nachází univerzální rám (svařenec) spolu se základní deskou. Pod rámem se vyskytuje plechová nádoba pro odvod oleje. Bylo vhodné tyto komponenty využít a vytvořit experimentální zařízení jim na míru. Dále pro vyhodnocení signálů od snímačů bude využito telemetrického systému KMT. Zmíněné části tedy posloužily jako základ pro navrhované zařízení a není třeba je vyrábět.

Rám se základní deskou

Rám slouží jako univerzální díl pro uchycení přípravků. Na rámu je namontována základní deska, v níž se nachází otvor o průměru 65 mm, jehož osa je totožná s osou elektromotoru. Po obvodu jsou čtyři otvory pro šrouby M8. Tyto rozměry posloužily jako podklad pro uchycení přípravku. Zmíněné díly lze vidět na obr. 3.3 a obr. 3.4.

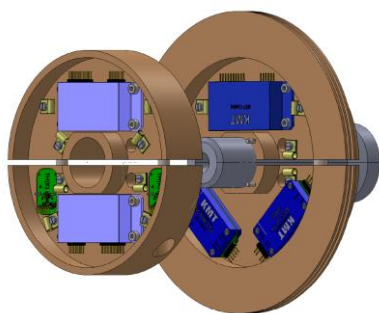


Obr. 3.3: Rám se základní deskou (zepředu)



Obr. 3.4: Rám se základní deskou (zezadu)

Telemetrický systém



Obr. 3.5: Telemetrie KMT [6]

Zkráceně telemetrie je tvořena celkem čtyřmi rotujícími částmi, kdy dvojice tvoří kotouč přimontovaný k hřídeli o průměru 35 mm pomocí svěrného spoje viz obr. 3.5. Na kotoučích nalezneme senzorové moduly, jenž jsou řízeny modulem MTP-Controller. Úkolem telemetrie je zpracování signálů ze snímačů a bezkontaktní přenesení dat z rotující sestavy na stacionární část. Základní parametry představuje tab. 3.2. [20]

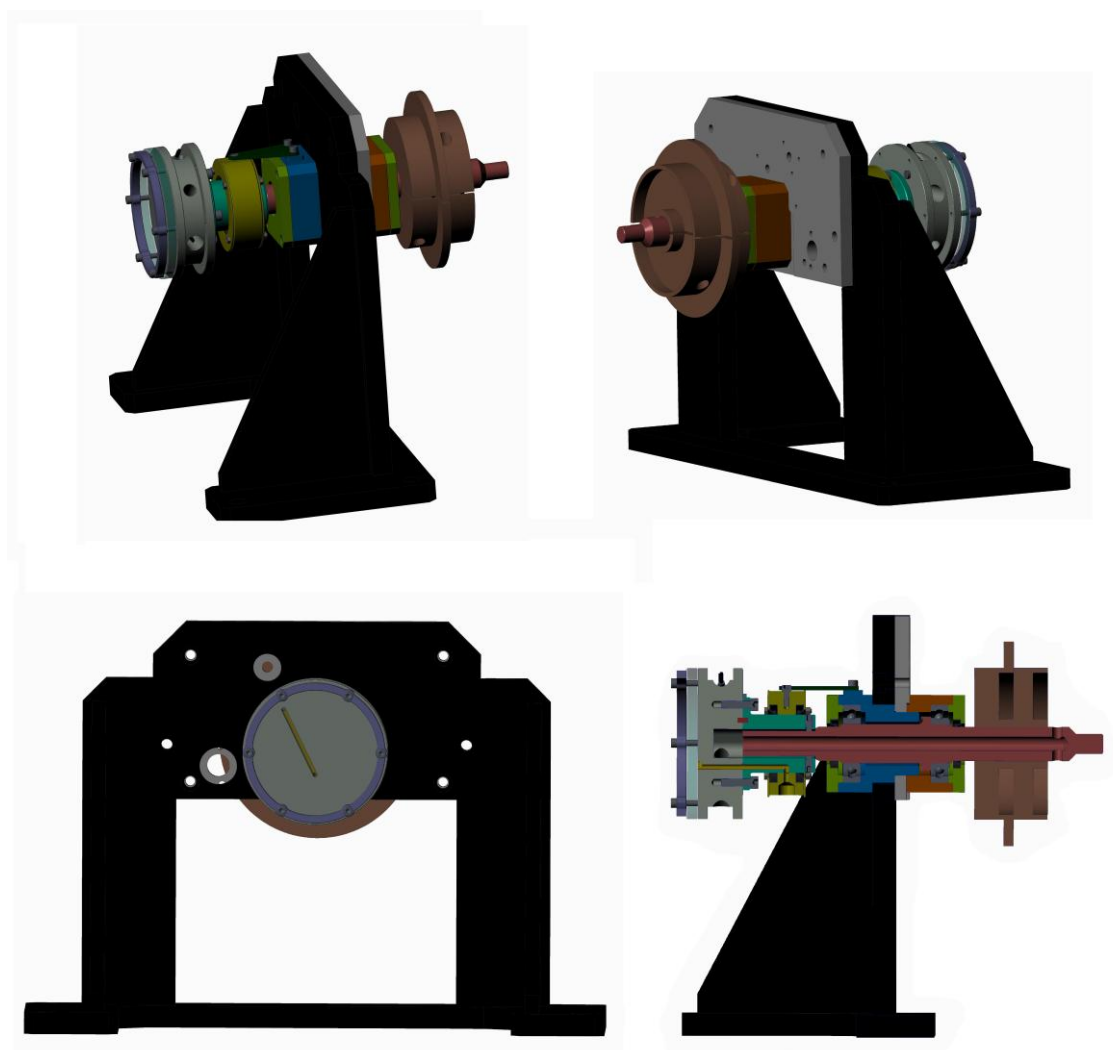
Tab. 3.2: Parametry telemetrie KMT [20]

2 až 64 kanálů	16bitový ADC, simultánní vzorkování
šířka pásma signálu 0-24000 Hz	plně programovatelný software
vstupy pro STG, TH-K, ICP nebo VOLT	napájení bateriemi nebo ze sítě
STG - Automatická nulová kalibrace	odolné pouzdro, chráněno proti vodě
4V přemostění	analogový výstup +/- 10V
gain 125-250-500-1000-2000	digitální datové rozhraní k PC

Pro potřeby experimentu bude využíváno dvou kanálů, tzn. že tlak ve zkoumaném kanálku budou měřit dva snímače a další (např. snímače teploty) v tento moment nejsou uvažovány.

3.3 Rozbor výsledného návrhu experimentálního zařízení

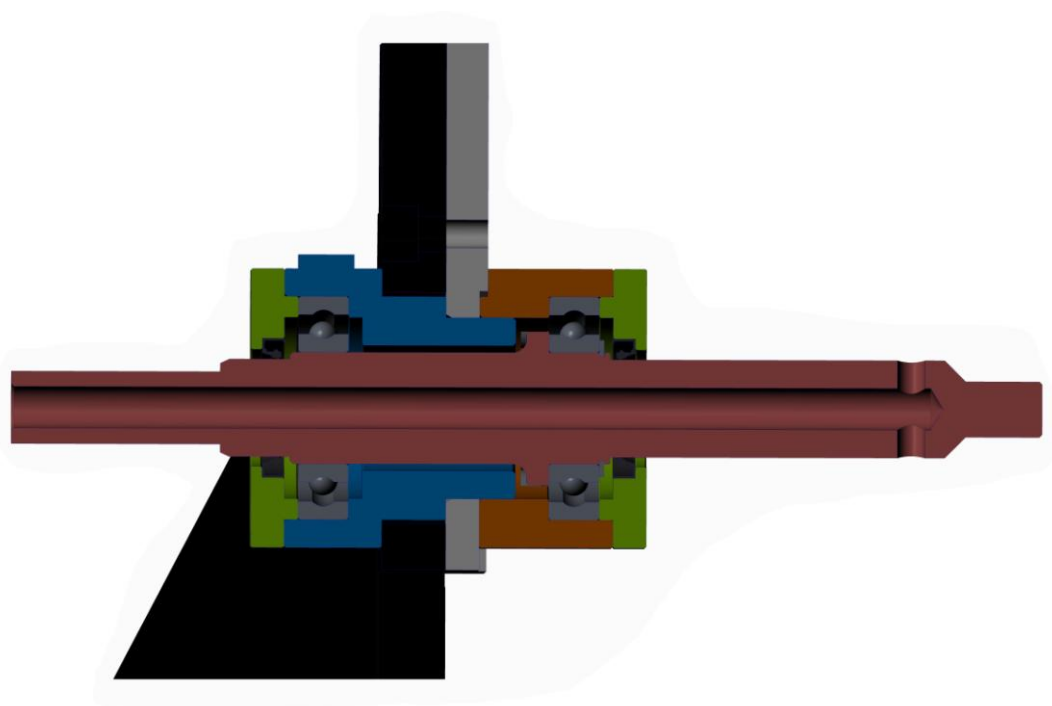
Hotovou sestavu přípravku lze vidět v několika pohledech na obr. 3.6. Aby bylo vyhověno požadavku snadné výměny typu pozorovaného kanálku (též rozměru a typu ložiska), rozhodlo se, že bude využito univerzálního hřídele. Tento hřídel je ve valivých ložiscích uchycen do sestavy domku a ta je přimontována k základní desce. Hlavním úkolem po tomto kroku bylo určit rozmístění rotačních součástí na hřídel. Přívod oleje do hlavního ložiska (nahrazující reálné ložisko v motoru) se nachází před sestavou domku. Díl s pozorovaným kanálkem (pracovní název „Patrona“) je v čele přípravku (z důvodu vizuálního pozorování vysokorychlostní kamerou) na téže straně. Kvůli velkým rozměrům telemetrie bylo třeba volit umístění na druhé straně základní desky. Tímto nastal problém s vedením kabelů od snímačů v Patroně k telemetrii. Řešením je použití dutého hřídele, tedy kabely jsou vedeny dutým hřídelem až k vyústění (otvor 5 mm) z hřídele a uchyceny k modulům na telemetrii. Podrobnější popis nalezneme v rozboru jednotlivých součástí. Pro názornost jsou jednotlivé díly barevně odlišeny.



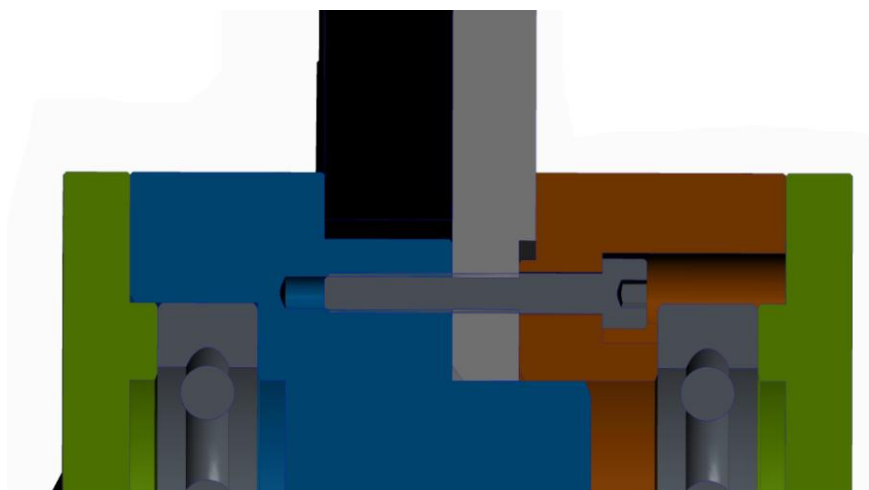
Obr. 3.6: Pohledy výsledného návrhu experimentálního zařízení

3.3.1 Uchycení hlavního hřídele do základní desky

Základní deska na rámu se používá pro uchycení jiného přípravku s olejovým čerpadlem. Celá sestava přípravku je však značně menší, než navrhované zařízení. Z tohoto důvodu je v základní desce otvor „pouhých“ 65 mm (viz oddíl 3.2.2). Vzhledem k tomuto faktu a také velikosti zvolených ložisek bylo nutné vytvořit domek pro hřídel ze dvou dílů (viz obr. 3.7 modrý a oranžový). Oba díly jsou kryty víky s těsněním. Na obr. 3.8 je vidět detail uchycení obou dílů k základní desce.

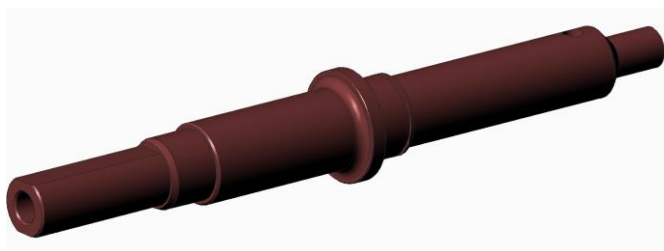


Obr. 3.7: Řez uchycením hřídele k základní desce



Obr. 3.8: Detail uchycení k základní desce

Hřídel



Obr. 3.9: Hřídel přípravku

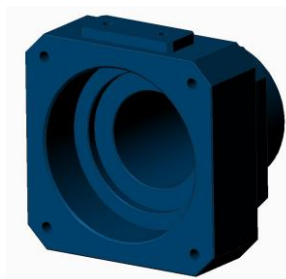
Dutý hřídel z oceli 12040 (kalen a zušlechtěn na 1000 MPa) o celkové délce 370 mm bude sloužit jakožto univerzální prvek pro uchycení rotujících dílů viz obr. 3.9 (v levé části dvě frézované plochy pro uchycení příruby). Byl navržen s ohledem na montáž telemetrie a snadného vedení

kabelů celou délkou dutiny. Připojení přes spojku k elektromotoru vidíme na pravé straně (nejmenší průměr).

Zvolená ložiska

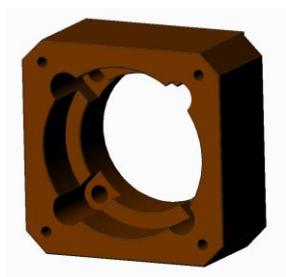
Vzhledem k zástavbě, omezení otáček na cca 9500 min^{-1} a absenci radiálních sil byla zvolena jednořadá kuličková ložiska s označením 6208. Volbě tedy nepředcházela výpočet, systém je záměrně naddimenzovaný, neboť je třeba počítat se zmíněnou variabilitou rotačních dílů.

Domek (část 1 a 2)

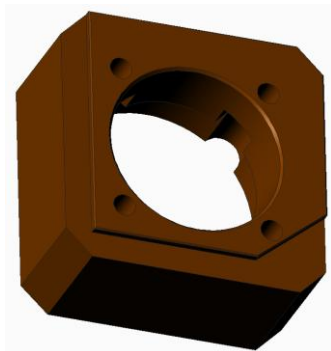


Obr. 3.10: Domek (část 1)

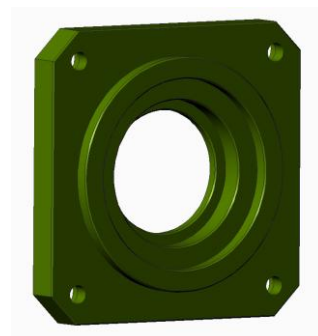
Obě části domku z oceli 11500 lze vidět na obr. 3.10 a obr. 3.11. Pomocí čtyř šroubů M8 jsou přimontovány k základní desce. V části 2 bylo zapotřebí udělat drobnou modifikaci plochy na míru základní desce (viz obr. 3.12). Do domku přijdou ložiska s hřídelem. Obr. 3.13 zobrazuje víko domku, do kterého se vloží těsnění (gufero) pro ochranu domku před nečistotami a stříkajícím olejem.



Obr. 3.11: Domek (část 2)



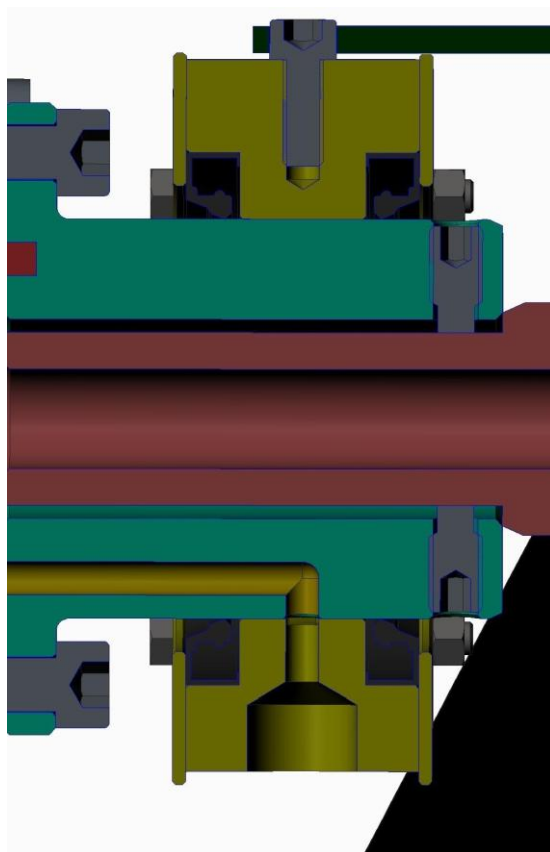
Obr. 3.12: Modifikace domku (část 2)



Obr. 3.13: Víko domku

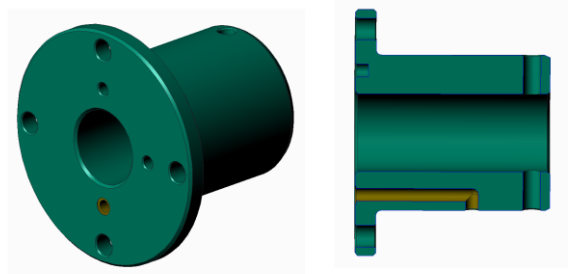
3.3.2 Přívod oleje

Pro simulaci reálného ložiska a hlavního čepu klikového hřídele bylo nutné navrhnout vhodnou náhradu (viz obr. 3.14). V motoru je přívod oleje řešen vývrty v bloku motoru, což zde není možné. Přívod oleje tedy bude realizován hadicí přišroubovanou do náhradního ložiska. Ložiskem bude mazána vnější plocha příruby. Ta je uložena na hlavním hřídeli a zajištěna dvěma stavěcími šrouby proti pootočení a axiálnímu posuvu. Vrtem v přírubě je olej veden do přední části zařízení. Z důvodu konstrukční odlišnosti od řešení ve skutečném motoru není možné, aby poloměr napájení ložiskem byl totožný se začátkem pozorovaného kanálku. Vzhledem k chování oleje v kanálku popsaném v oddílu 1.4.3 to znamená, že by na začátku pozorovaného kanálku nebyl požadovaný tlak (vstupní tlak je konstantou pro průběh tlaku v kanálku). Proto bylo nezbytné sestavit opravnou rovnici, která udává, jaký je nutný tlak na vstupu do příruby, aby byl na začátku kanálku tlak požadovaný (viz. 3.4).



Obr. 3.14: Řez přívodem oleje do systému

Příruba

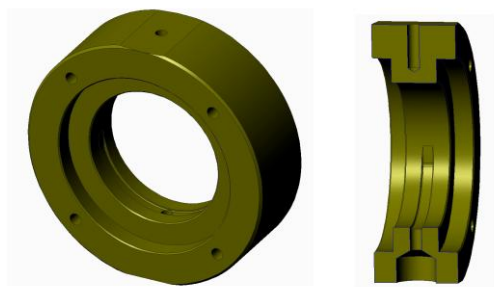


Obr. 3.15: Příruba

Příruba zastává roli hlavního čepu klikového hřídele. Je tedy snadno nahraditelná za jiný typ napájení, případně jiné rozměry. Pro uložení byla použita „toleranční soustava jednotného hřídele“, tzn. že průměr hlavního hřídele má toleranční stupeň „h“ a vnitřní průměr díry v přírubě bude měněn podle potřeby z reálného provozu. Totéž platí pro uložení příruba-ložisko. K přírubě je z čelní strany

přimontována Patrona, do které ústí vývrt rovnoběžný s osou hřídele. Vývrt lze vidět na obr. 3.15 (naznačen žlutě). Vycentrování zajišťují dva kolíky.

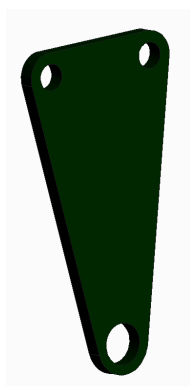
Ložisko



Obr. 3.16: Ložisko pro napájení

Kroužek z hliníkové slitiny je opatřen mazací drážkou viz obr. 3.16. Z obou stran jsou gufera kvůli utěsnění a ta jsou zajištěna přišroubovanými víky z důvodu vysokých tlaků oleje viz obr. 3.14. Pokud se toto řešení neosvědčí, bude nezbytné měřit průtok oleje mimo ložisko, aby se dosáhlo dostatečně přesných výsledků.

Reakce

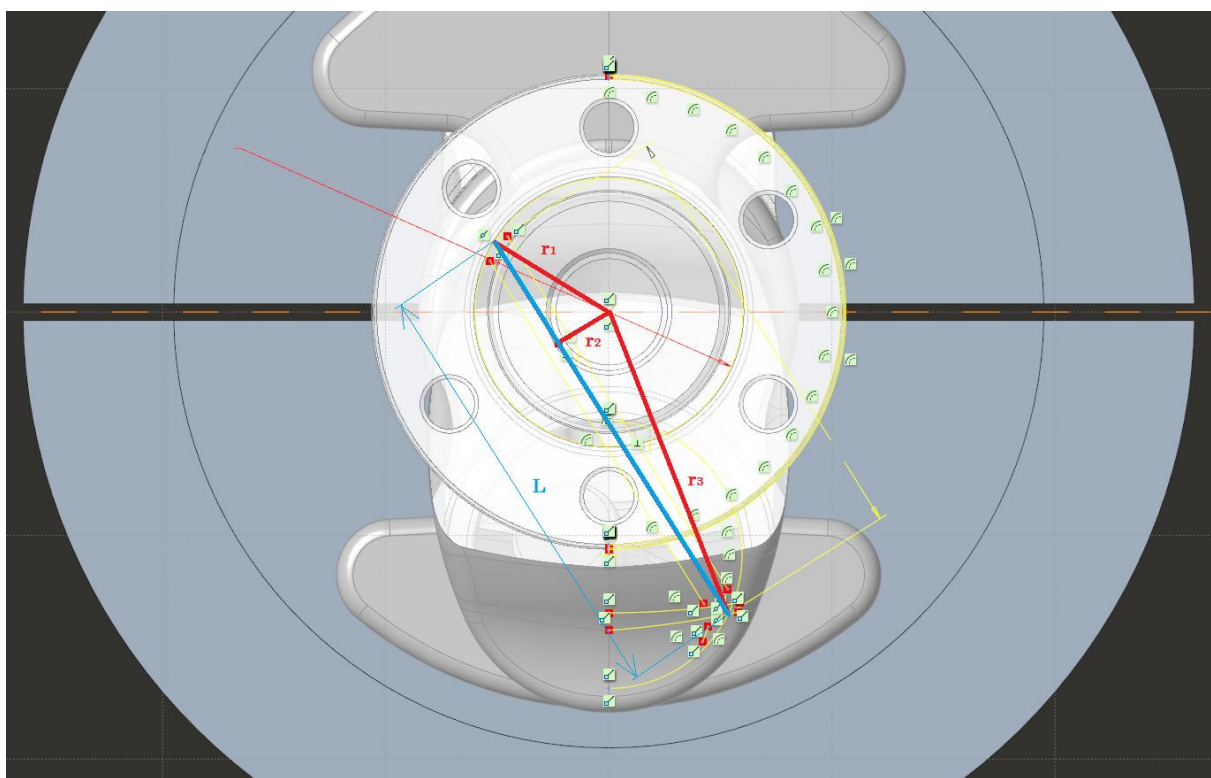


Obr. 3.17: Reakce

Jelikož je ložisko uloženo volně na přírubě, mohlo by dojít k pootočení nebo axiálnímu posuvu. Tomuto stavu brání reakce (jednoduchá součást z plechu viz obr. 3.17) přimontovaná šrouby k domku č. 1. Na vrchu ložiska se nachází šroub, jehož válcová hlava je uložena s vůlí v otvoru reakce.

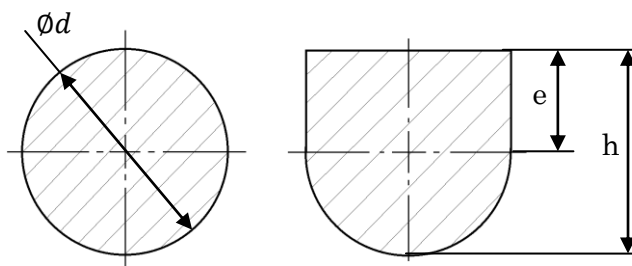
3.3.3 Realizace kanálku

Při navrhování dílu (Patrony), ve kterém by byl realizován zkoumaný kanálek, se čerpala inspirace v oddílu 2.4. Patrona musí odpovídat požadavkům, jako snadná vyměnitelnost za jiný typ kanálku, možnost pozorování vysokorychlostní kamerou, vhodné umístění snímačů, snadný odvod kabelů k telemetrii aj. Z těchto důvodů byla nutná geometrická změna oproti reálnému jednoduchému kanálku typu „I“. Za prvé: kanálek musí být vytvořen v rovině kolmé na osu rotace kvůli snadnému pozorování kamerou, neboť se rozhodlo, že nebude vytvořen v průhledné Patroně, nýbrž jako vyfrézovaná drážka na čelní ploše Patrony z hliníkové slitiny. Zmíněná plocha bude přikryta krycím sklem. V poskytnutém 3D modelu reálného klikového hřídele byl diagonálně vrtaný kanálek promítnut do roviny kolmé na osu hřídele. V této rovině byly odebrány rozměry kanálku. Protože tlak v kanálku závisí primárně na druhé mocnině vzdálenosti od osy rotace, lze tuto úpravu „beztrestně“ provést. Postup této úpravy zobrazuje obr. 3.18. Za druhé: jelikož bude kanálek vyfrézován do čelní plochy patrony, již nebude mít kruhový průřez. Proto bylo třeba určit hloubku drážky, aby se plocha profilu rovnala ploše kruhového průřezu přírodního vrtu.



Obr. 3.18: Průmět reálného kanálku do roviny kolmé k ose rotace

Porovnání dvou rozdílných průřezů lze vidět na obr. 3.19



Obr. 3.19: Porovnání profilu s kruhovým průřezem (kresba autora)

Pro obsah kruhového průřezu kanálku platí rovnice

$$S_k = \frac{\pi d^2}{4} . \quad (3.1)$$

Nový profil je tvořen půlkruhem a obdélníkem o rozměrech $d \times e$ [m]. Pro obsah profilu S_d [m²] platí

$$S_d = S_p + S_o , \quad (3.2)$$

kde S_p [m²] je obsah půlkruhu a S_o [m²] je obsah obdélníku.

Dosazením do (3.2) lze psát

$$S_d = \frac{\pi d^2}{8} + e \cdot d . \quad (3.3)$$

Úpravou (3.3) vyjádříme e

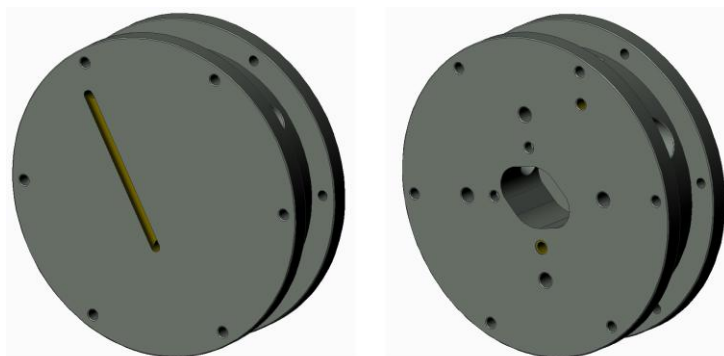
$$e = \frac{\pi d}{8} . \quad (3.4)$$

Pro určení hloubky drážky h [m] platí

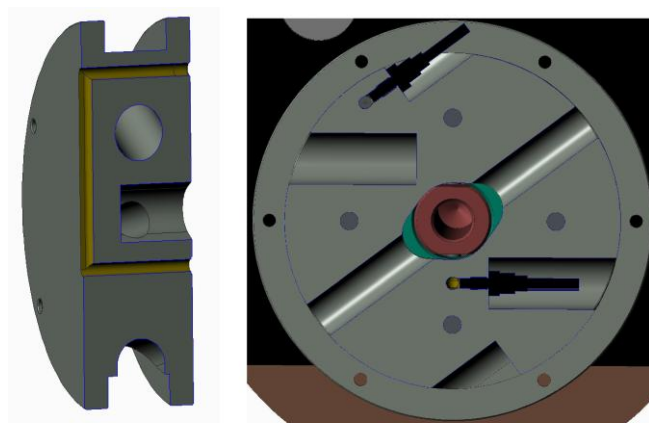
$$h = e + \frac{d}{2} \quad (3.5)$$

Patrona

Podobně jako v případě příruby, i tato součást (viz obr. 3.20) byla navržena s ohledem na snadnou záměnu (za jiný typ zkoumaného kanálku). Olej je veden od příruby vrtem kruhového průřezu k drážce. Z drážky je veden opačným směrem obdobným vrtem, na jehož vyústění nalezneme vyměnitelnou trysku pro omezení průtoku (tryska nahrazuje vůli v ojnicím ložisku, lze vidět na obr. 3.25). Čelní plochu je nutné přikrýt sklem, aby nedocházelo k úniku oleje. V současné podobě zařízení chybí plechový box pro sběr stříkajícího oleje do olejové nádoby (aby se olej vracel zpět do systému a nebyl rozstříkovan po okolí). Na patroně se však ze strany budoucího plechového boxu nachází díry pro šrouby M6, které jsou určeny pro labyrintové utěsnění okolo boxu. Dalším úkolem bylo určit umístění dvou snímačů tlaku podél kanálku. Jako nejlepším řešením se ukázala poloha tečně ke kružnici, na které se nachází bod kanálku. Situaci objasní obr. 3.21. Snímače tedy měří tlak na počátečním a na konečném poloměru. Pokud by bylo nutné měřit tlak v místě kanálku nejbližší k ose rotace, Patrona je na tento požadavek připravena úpravou dutiny v okolí osy otáčení. Osa tohoto snímače by pak byla z konstrukčního důvodu rovnoběžně s osou rotace, na rozdíl od dvou předešlých. Kabely (od snímačů) jsou vedeny průchozím otvorem ke středu rotace a odtud dále do hlavního hřídele. Kvůli usnadnění vyváženosti se některé vrtané otvory vyskytují dvakrát (na druhé straně vzhledem ke středu symetrie v ose rotace). Patronu bude nutné před provozem vyvážit.



Obr. 3.20: Patrona



Obr. 3.21: Řez patronou

Zvolené snímače



Obr. 3.22: XTEL 190 (M) [21]

S ohledem na rozměry (průměr vzorového kanálku 5 mm [6]), vypočtený mezní stav (viz. oddíl 3.4.3) a teploty oleje (viz parametry komponentního stavu v tab. 3.1) byly z katalogu výrobce Kulite vybrány dva snímače tlaku s označením XTEL 190 (M). Jeden s měřicím rozsahem 7 bar a druhý 17 bar. Podrobné technické parametry představuje Příloha 1. [21]

Krycí sklo a lem

Průhledné krycí sklo umožňuje vizuální pohled na děje v pozorovaném kanálku (viz obr. 3.23). Pomocí šesti šroubů M6 je přimontováno na čelní plochu Patrony. Kvůli ochraně skla před poškozením se použilo pomocného ocelového lemu, který má za úkol rovnoměrně rozložit tlak od šroubů na krycí sklo (viz obr. 3.24).

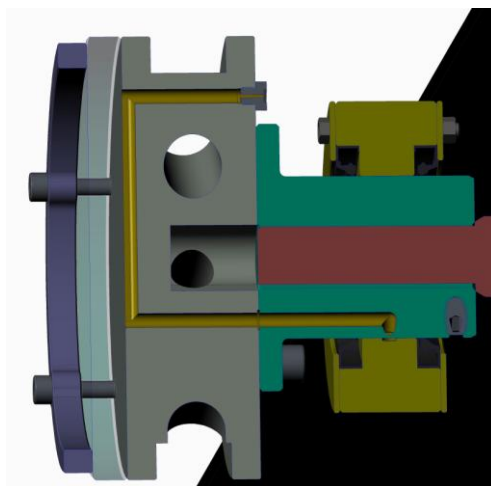


Obr. 3.23: Krycí sklo



Obr. 3.24: Lem

Celkovou cestu oleje zařízením lze vidět na obr. 3.25 (zvýrazněno žlutě).



Obr. 3.25: Řez podél olejové cesty

3.4 Pomocné výpočty a omezení systému

3.4.1 Rovnice hustoty oleje

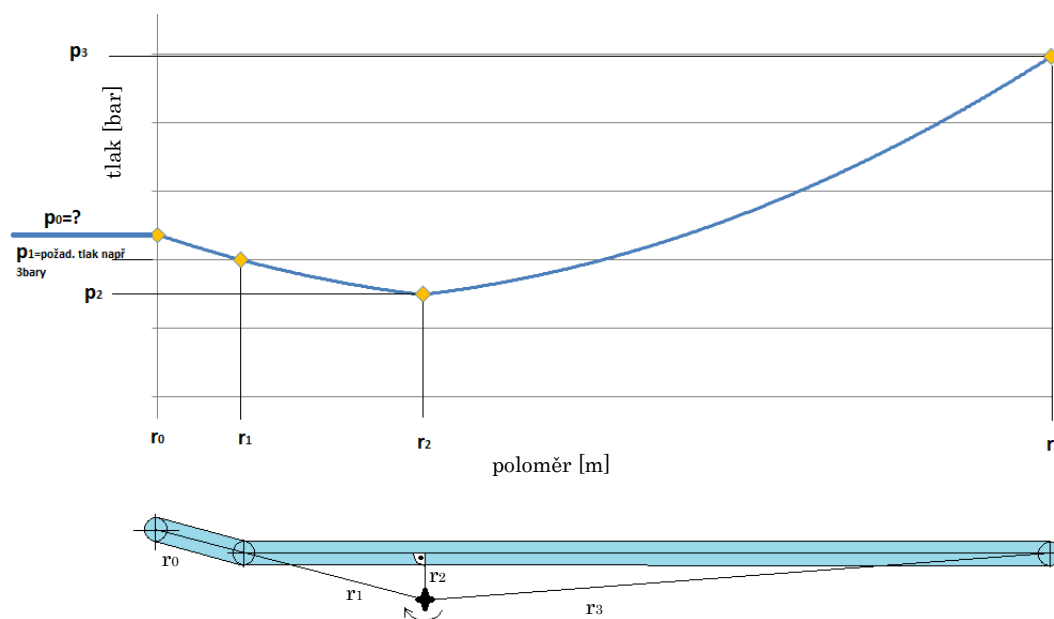
V oddíle 2.2.5 na obr. 2.15 lze vidět závislosti hustot na teplotě pro několik používaných olejů. Bylo konstatováno, že lineární závislosti mají přibližně stejnou směrnici neohledně na typ oleje. Liší se pouze konstantou (hustotou při 0°C). Vzhledem k tomuto faktu a poskytnutým hodnotám hustot [6] při různých teplotách byla určena rovnice (společná pro všechny oleje) v tomto tvaru:

$$\rho = -6,25 \cdot 10^{-1} \cdot t + \rho_0, \quad (3.6)$$

kde t [°C] je teplota a ρ_0 [kg.m⁻³] je hustota oleje při 0°C.

3.4.2 Opravná rovnice pro vstupní tlak v ložisku.

Při popisování přívodu oleje do systému v oddílu 3.3.2 byl zmíněn problém, kdy nelze zajistit, aby poloměr na vstupu oleje do příruby byl totožný s poloměrem vstupu do pozorovaného kanálku (drážky). Vstupní tlak na poloměru reálného ložiska je pro nás konstantou v průběhu tlaku. Proto bylo nutné sestavit opravnou rovnici pro vstupní tlak. Např. pokud bychom chtěli na začátku kanálku tlak 3 bary (odpovídající v reálném motoru tlaku, který generuje čerpadlo), do příruby je nutné přivést o trochu více. Kolik nám řekne zmíněná rovnice. Hodnoty na poloměru vstupu do příruby budou označovány indexem 0. K objasnění situace poslouží obr. 3.26 (naznačený tvar kanálku je průmětem do roviny, nikoli skutečný tvar).



Obr. 3.26: Teoretický průběh tlaku s naznačeným tvarem kanálku

Vydeme-li z teoretické rovnice (1.23) a meze nahradíme poloměrem vstupu do příruby r_0 a poloměrem vstupu do kanálku r_1 , můžeme psát:

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho \omega^2 (r_1^2 - r_0^2) . \quad (3.7)$$

Vyjádřením vstupního tlaku do příruby získáme:

$$p_0 = p_1 - \frac{1}{2} \rho \omega^2 (r_1^2 - r_0^2) . \quad (3.8)$$

Dosazením (3.6) do (3.8) a nahrazením úhlové rychlosti otáčkami n dostaneme rovnici

$$p_0 = p_1 - \frac{1}{2} (-6,25 \cdot 10^{-1} \cdot t + \rho_0) (2\pi n)^2 (r_1^2 - r_0^2) . \quad (3.9)$$

Do této rovnice je třeba dosazovat veškeré hodnoty v základních jednotkách. Proto upravíme rovnici tak, aby bylo možné dosazovat hodnoty v běžně používaných jednotkách při experimentálním měření a tyto veličiny odlišíme hvězdičkou $*$: $p^* [bar], \rho^* [g \cdot cm^{-3}], n^* [min^{-1}], r^* [mm]$.

Postupnou úpravou (3.9)

$$p_0 = p_1 - \frac{1}{2} (-6,25 \cdot 10^{-4} \cdot t + \rho_0^*) \cdot 1000 \cdot \left(2\pi \frac{n^*}{60} \right)^2 \cdot \left[\left(\frac{r_1^*}{1000} \right)^2 - \left(\frac{r_0^*}{1000} \right)^2 \right] \quad (3.10)$$

a zjednodušením výrazu získáme

$$p_0 = p_1 - 5,55 \cdot 10^{-7} \cdot (-6,25 \cdot 10^{-4} \cdot t + \rho_0^*) \cdot \pi^2 \cdot (n^*)^2 \cdot [(r_1^*)^2 - (r_0^*)^2] . \quad (3.11)$$

Abychom mohli používat bary, tak poslední úpravou získáme výslednou rovnici pro vstupní tlak

$$p_0^* = p_1^* - 5,55 \cdot 10^{-12} \cdot (-6,25 \cdot 10^{-4} \cdot t + \rho_0^*) \cdot \pi^2 \cdot (n^*)^2 \cdot [(r_1^*)^2 - (r_0^*)^2] . \quad (3.12)$$

Pokud bychom chtěli tlak v obecném místě kanálku, v (3.12) nahradíme r_0 obecným r a získáme

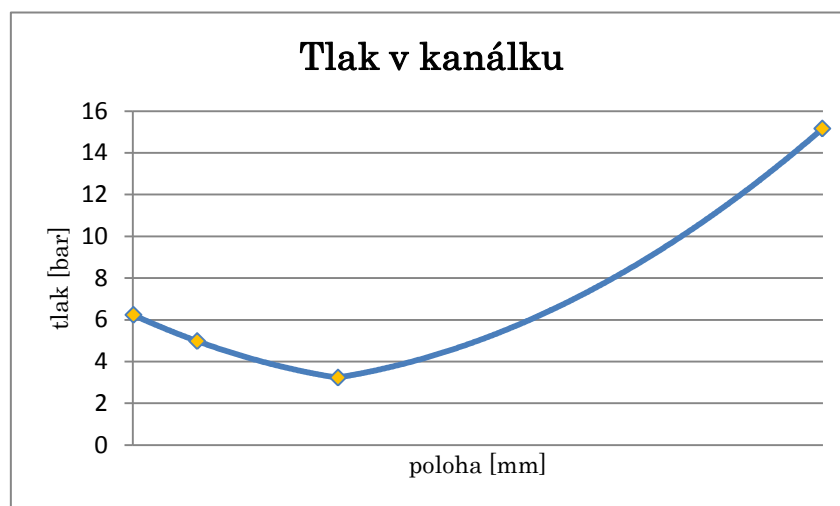
$$p^* = p_1^* - 5,55 \cdot 10^{-12} \cdot (-6,25 \cdot 10^{-4} \cdot t + \rho_0^*) \cdot \pi^2 \cdot (n^*)^2 \cdot [(r_1^*)^2 - (r^*)^2] . \quad (3.13)$$

3.4.3 Mezní stav

V programu Microsoft Office Excel byl vytvořen výpočet pro zvolené počáteční podmínky viz tab. 3.3. S pomocí rovnice (3.13) byl vypočten teoretický průběh tlaku v kanálku viz obr. 3.27. Podstatné tři hodnoty tlaku (na začátku, v místě nejbližší k ose rotace a na konci) představuje tab. 3.4. Provedený výpočet posloužil jako podklad pro výběr dvou snímačů tlaku, zvolené podmínky jsou tedy mezními (maximálními vzhledem k parametrům komponentního stavu viz tab. 3.1). Dle výsledných tlaků byl vybrán měřicí rozsah snímačů.

Tab. 3.3: Počáteční podmínky pro výpočet teoretického tlaku v kanálku

typ kanálku	jednoduchý „I“
průřez kanálku	odpovídající reálnému o $\varnothing d = 5\text{ mm}$
požadovaný tlak na vstupu do kanálku	5 bar
poloměr na vstupu do příruby r_0	30 mm
poloměr na vstupu do kanálku r_1	24 mm
poloměr nejbližší středu otáčení r_2	10,5 mm
poloměr výstupu r_3	57 mm
teplota t	150 °C
hustota oleje 5W-30 při 0°C ρ_0	0,8619 g.cm^{-3}
otáčky n	9500 min^{-1}



Obr. 3.27: Průběh tlaku v kanálku (Excel)

Tab. 3.4: Výsledky výpočtu (Excel)

tlak na vstupu do příruby p_0	6,2 bar
tlak v nejbližším místě k ose rotace p_2	3,2 bar
tlak na výstupu z kanálku p_3	15,2 bar

Závěr

Tato práce se zabývá chováním motorového oleje při průtoku kanálkem v klikovém hřídeli. Z dostupných zdrojů a již provedených experimentů bylo zjištěno, že vlivem rotace hřídele a tedy působením odstředivého zrychlení dochází k nevhodným jevům v okolí osy otáčení. V závislosti na provozních podmínkách se zde vlivem snížení tlaku mohou objevit vzduchové bubliny či dutiny v kapalině, což může způsobit snížení průtoku oleje až do fáze selhání systému. I přes tyto poznatky je zmíněný problém zatím nedostatečně pochopen.

Proto bylo nutné navrhnout experimentální zařízení pro zkoumání a měření kanálku v klikovém hřídeli. Dle 3D modelů jednotlivých součástí byla vytvořena výkresová dokumentace, podle které budou součásti vyrobeny a následně sestaveny. Teoretické rovnice popisující chování oleje v kanálku byly upraveny vzhledem k potřebám měření a s jejich pomocí byl proveden výpočet teoreticky očekávaných hodnot. Provádění experimentálního měření bylo autorovi nabídnuto v rámci diplomové práce.

Seznam použitých zdrojů

- [1] JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. *Automobily*. (3), Motory. 6. vydání. Brno: Nakladatelství Avid, spol., 2010. ISBN 978-80-87143-15-5.
- [2] HROMÁDKO, Jan. *Spalovací motory: Komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol*. Grada, 2011. ISBN 978-80-247-7478-7.
- [3] *Mazání* [online]. [cit. 2020-07-13]. Dostupné z: <https://www.skola-auto.cz/wp-content/uploads/2020/02/Mazani.pdf>
- [4] *Lamelové čerpadlo* [online]. [cit. 2020-07-13]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Lamelov%C3%A9_%C4%8Derpadlo
- [5] *Mechanická účinnost PSM* [online]. [cit. 2020-07-13]. Dostupné z: http://old.kvm.tul.cz/studenti/texty/VM_Sem/10_Mechanick%C3%A1%20%C3%BA%C4%8Dinnost%20PSM.pdf
- [6] Interní zdroje ŠKODA-AUTO a.s.
- [7] *Přednáška KVM/HPP vlastnosti tekutin* [online]. [cit. 2020-07-13]. Dostupné z: <https://elearning.tul.cz/mod/resource/view.php?id=212151>
- [8] *Viskozita* [online]. [cit. 2020-07-13]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Viskozita>
- [9] *Kavitace Caltech* [online]. [cit. 2020-07-13]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/279685077_An_Introduction_to_Cavitation_Fundamentals
- [10] *Buono studie kavitace* [online]. [cit. 2020-07-13]. Dostupné z: https://www.gtisoft.com/wp-content/uploads/2017/06/UniNA_Cavitation_Gerotor_IUC-2017.pdf
- [11] *Kanálek H* [online]. [cit. 2020-07-13]. Dostupné z: <https://www.howacarworks.com/crankshaft>
- [12] *Mazání klikového hřídele* [online]. [cit. 2020-07-13]. Dostupné z: <http://www.tpub.com/engine3/en3-54.htm>
- [13] *Kanálek I* [online]. [cit. 2020-07-13]. Dostupné z: <https://what-when-how.com/crankshaft/crankshaft-lubrication/>
- [14] *Rovnováha kapalin* [online]. [cit. 2020-07-13]. Dostupné z: http://tkmost.kez.tul.cz/vystupy-projektu/inovace-vyuky-v-oblasti-technicke-mechaniky/mechanika-tekutin/item/download/650_ad8ed3cf39e2794863a50d9c4e246da4
- [15] Servisní příručky k motorům ŠKODA-AUTO a.s.
- [16] *Oleje Shell* [online]. [cit. 2020-07-13]. Dostupné z: <https://www.epc.shell.com/>
- [17] Výzkum Audi - Interní zdroj ŠKODA-AUTO a.s.
- [18] Suyuki, Shigeo. Noda, Takashi. Visualization and measurement of oil flow in transparent oil passage of crankshaft. R&D Review of Toyota CRDL, Vol.38 No.3
- [19] *Výzkum DaimlerChrysler corp* [online]. [cit. 2020-07-13]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/239393186_Engine_Lubrication_System_Analysis_by_Considering_Aeration_and_Cavitation_within_the_Rotating_Oil_Supply_Passage

- [20] *KMT telemetrie* [online]. [cit. 2020-07-13]. Dostupné z: <https://www.kmt-telemetry.com/telemetry/modular-telemetry-for-rotating-shafts/mtp/>
- [21] *Kulite katalog snímačů tlaku* [online]. [cit. 2020-07-13]. Dostupné z: <https://kulite.com/products/product-advisor/product-catalog/miniature-ruggedized-high-temperature-pressure-transducer-xtel-190-xtel-190m-xtel-190m-xtel-190m-xtel-190m/>
- [22] *Obrázek lamelového čerpadla* [online]. [cit. 2020-07-13]. Dostupné z: <https://www.spssol.cz/rsimages/DIGI1/html/cad/Hydromotory%20a%20hydrogener%C3%A1tory/media/4f4219b8-b345-44c4-9638-eefc78a87529.jpg>;
- [23] *Tvary kanálek V a H* [online]. [cit. 2020-07-13]. Dostupné z: <http://www.suzukihayabusa.org/forum/index.php?topic=159750.0>

Seznam příloh

Příloha 1: [DATA SHEET] XTEL-190(M)

Příloha 2: CD

Obsah CD:

[TEXT] Text bakalářské práce (.pdf)

[VÝKRES] KVM-BP-01 (.pdf)

[VÝKRES] KVM-BP-02 (.pdf)

[VÝKRES] KVM-BP-03 (.pdf)

[VÝKRES] KVM-BP-04 (.pdf)

[VÝKRES] KVM-BP-05 (.pdf)

[VÝKRES] KVM-BP-06 (.pdf)

[VÝKRES] KVM-BP-07 (.pdf)

[VÝKRES] KVM-BP-08 (.pdf)

[VÝKRES] KVM-BP-09 (.pdf)

[VÝKRES] KVM-BP-10 (.pdf)

[VÝKRES] KVM-BP-11 (.pdf)

Seznam výkresů

Výkres č. 1: KVM-BP-01, SESTAVA ZAŘÍZENÍ

Výkres č. 2: KVM-BP-02, HŘÍDEL

Výkres č. 3: KVM-BP-03, DOMEK 1

Výkres č. 4: KVM-BP-04, DOMEK 2

Výkres č. 5: KVM-BP-05, VÍKO DOMKU

Výkres č. 6: KVM-BP-06, PŘÍRUBA

Výkres č. 7: KVM-BP-07, PATRONA

Výkres č. 8: KVM-BP-08, LOŽISKO

Výkres č. 9: KVM-BP-09, VÍKO LOŽISKA

Výkres č. 10: KVM-BP-10, SKLO

Výkres č. 11: KVM-BP-11, LEM SKLA

Přílohy

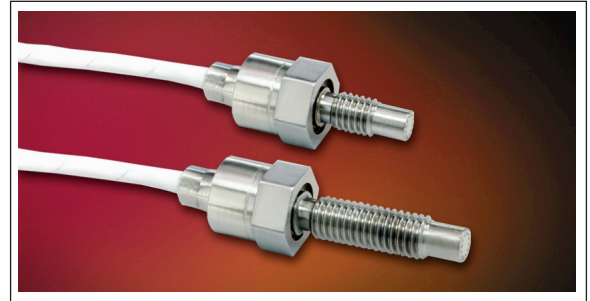


MINIATURE RUGGEDIZED HIGH TEMPERATURE PRESSURE TRANSDUCER

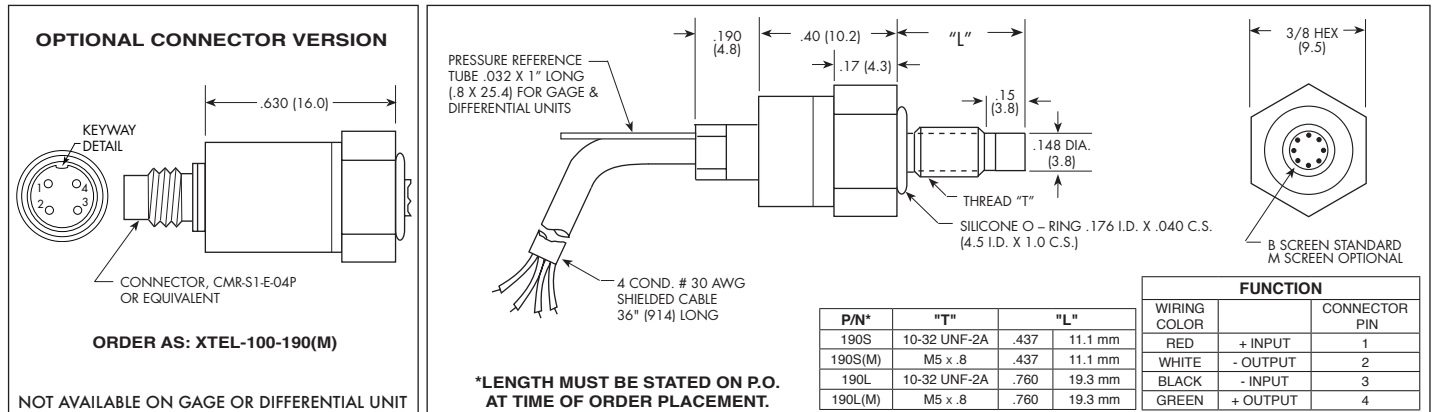
XTEL-190 (M) SERIES

- Wide Temperature Capability -65°F To 525°F
- Easy Installation
- Patented Leadless Technology **VIS**®
- High Natural Frequency

The ruggedness of this sensor has not compromised its performance. It was designed for ease of installation and will operate properly in most conductive liquids and gases. Coupled with high temperature, its Patented Leadless Construction makes it possible for the sensing unit to be installed in such a way that will not compromise its high natural frequency. Its wide operating range (-65°F to +525°F) makes it ideal for numerous applications in Aerospace and other areas of industry.



Kulite recommends the **KSC Series** of signal conditioners to maximize the measurement capability of the XTEL-190 transducer.



INPUT	Pressure Range	0.7 10	1.0 15	1.7 25	3.5 50	7 100	17 250	35 500	70 1000	140 BAR 2000 PSI
	Operational Mode	Absolute, Gage, Differential		Absolute, Gage, Sealed Gage, Differential			Absolute, Sealed Gage			
	Over Pressure	2 Times Rated Pressure to 500 PSI (35 BAR), 1.5 Times Rated Pressure Above 500 PSI (35 BAR)								
	Burst Pressure	3 Times Rated Pressure to a Maximum of 5000 PSI (350 BAR)								
	Pressure Media	Most Conductive Liquids and Gases - Please Consult Factory (All Media May Not Be Suitable With O-Ring Supplied)								
	Rated Electrical Excitation	10 VDC								
	Maximum Electrical Excitation	12 VDC								
	Input Impedance	1000 Ohms (Min.)								
	OUTPUT	Output Impedance	1000 Ohms (Nom.)							
Full Scale Output (FSO)		100 mV (Nom.)								
Residual Unbalance		± 5 mV (Typ.)								
Combined Non-Linearity, Hysteresis and Repeatability		± 0.1% FSO BFSL (Typ.), ± 0.5% FSO (Max.)								
Resolution		Infinitesimal								
Natural Frequency of Sensor Without Screen (KHz) (Typ.)		175	200	240	300	380	550	700	1000	1400
Acceleration Sensitivity % FS/g Perpendicular		1.0x10 ⁻³	6.5x10 ⁻⁴	5.0x10 ⁻⁴	3.0x10 ⁻⁴	1.5x10 ⁻⁴	1.0x10 ⁻⁴	6.0x10 ⁻⁵	4.5x10 ⁻⁵	2.0x10 ⁻⁵
Insulation Resistance		100 Megohm Min. @ 50 VDC								
ENVIRONMENTAL		Operating Temperature Range	-65°F to +525°F (-55°C to +273°C)							
	Compensated Temperature Range	+80°F to +450°F (+25°C to +232°C)								
	Thermal Zero Shift	± 1% FS/100°F (Typ.)								
	Thermal Sensitivity Shift	± 1% /100°F (Typ.)								
	Steady Acceleration	10,000g. (Max.)								
	Linear Vibration	10-2,000 Hz Sine, 100g. (Max.)								
PHYSICAL	Electrical Connection	4 Conductor 30 AWG Shielded Cable 36" Long								
	Weight	4 Grams (Nom.) Excluding Cable								
	Pressure Sensing Principle	Fully Active Four Arm Wheatstone Bridge Dielectrically Isolated Silicon on Silicon Patented Leadless Technology								
	Mounting Torque	15 Inch-Pounds (Max.) 1.7 Nm								

Note: Custom pressure ranges, accuracies and mechanical configurations available. Dimensions are in inches. Dimensions in parenthesis are in millimeters. All dimensions nominal. (M) Continuous development and refinement of our products may result in specification changes without notice. Copyright © 2014 Kulite Semiconductor Products, Inc. All Rights Reserved. Kulite miniature pressure transducers are intended for use in test and research and development programs and are not necessarily designed to be used in production applications. For products designed to be used in production programs, please consult the factory.